

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

Ю. О. Півненко, Ю. О. Бурда

ТЕПЛОНАСОСНЕ ОБЛАДНАННЯ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

(для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм навчання галузі знань 19 – Архітектура та будівництво зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма «Цивільна інженерія»)

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2025

УДК [624:621.176](076.6)

Півненко Ю. О. Теплонасосне обладнання: конспект лекцій для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм навчання галузі знань 19 – Архітектура та будівництво зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма «Цивільна інженерія» / Ю. О. Півненко, Ю. О. Бурда ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2025. – 105 с.

Автори:

канд. техн. наук Ю. О. Півненко,
канд. техн. наук, доц. Ю. О. Бурда

Рецензент

А. Д. Череднік, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплогазопостачання і вентиляції (Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова)

Рекомендовано кафедрою теплогазопостачання і вентиляції, протокол № 5 від 12.12.2024

© Ю. О. Півненко, Ю. О. Бурда, 2025
© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2025

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТЕПЛОНАСОСНІ УСТАНОВКИ	7
1.1 Поняття «тепловий насос». Основні принципи	7
1.2 Класифікація теплових насосів.....	8
1.3 Екологічні аспекти застосування теплових насосів	9
1.4 Низькопотенційні джерела теплоти	10
Питання для самоконтролю.....	11
2 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ.....	12
2.1 Цикл Карно	12
2.2 Ідеальний парокомпресійний цикл	13
2.3 Реальний парокомпресійний цикл.....	15
Питання для самоконтролю.....	17
3 ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ	18
3.1 Загальні положення.....	18
3.2. Коефіцієнт перетворення	20
3.3 Робочі речовини	20
Питання для самоконтролю.....	24
4 ТЕРМОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ.....	25
4.1 Загальні відомості	25
4.2 Теплові насоси з механічною термокомпресією	26
4.2.1 Цикл Чистякова – Плотнікова	26
4.2.2 Цикл Л. І. Морозюк – Т. В. Морозюк	28
4.2.3 Цикл із механічною термокомпресією діоксиду вуглецю.....	29
4.2.4 Термокомпресія на базі циклу з ізотермними та ізохорними процесами	30
4.2.5 Цикл термотрансформації за схемою Вюлемьє – Таконіса та ізохорними процесами	33
4.3 Теплові насоси на базі струминної термокомпресії	36
4.3.1 Пароежекторні теплові насоси	36
4.3.2 Тепловий насос із використанням струминного термокомпресорного модуля.....	38
4.3.3 Тепловий насос із хімічною термокомпресією на твердих сорбентах	39

Питання для самоконтролю.....	41
5 АБСОРБЦІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ	42
5.1 Загальні відомості	42
5.2 Абсорбційні теплові насоси знижувального типу	43
5.3 Абсорбційні теплові насоси підвищувального типу	45
Питання для самоконтролю.....	47
6 КОМПРЕСОРНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ.....	47
6.1 Загальні відомості	47
6.2 Розімкнений цикл повітряного теплового насоса.....	49
6.3 Тепловий насос із використанням R718	51
6.4 Транскритичні цикли роботи теплового насоса на діоксиді вуглецю	54
Питання для самоконтролю.....	55
7 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО РОЗРОБКИ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ.....	56
7.1 Повітря – джерело теплової енергії.....	56
7.2 Вода – джерело теплової енергії.....	57
7.3 Ґрунту – джерело теплової енергії	58
7.4 Вимоги до проектування теплонасосних систем	58
7.5 Експлуатаційні вимоги	59
Питання для самоконтролю.....	60
8 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ВІДБОРУ ТЕПЛОТИ	60
8.1 Параметри низькопотенційного джерела теплоти.....	60
8.2 Розробка системи відбору теплоти горизонтальними колекторними теплообмінниками	63
8.3 Розробка системи відбору теплоти вертикальними теплообмінниками (зондами) у свердловинах.....	65
Питання для самоконтролю	66
9 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ СИСТЕМ ВІДБОРУ ТЕПЛОТИ.....	67
Питання для самоконтролю.....	69
10 ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ	70
10.1 Компресори.....	70
10.2 Конденсатори.....	71
10.3 Випарники	72
Питання для самоконтролю.....	73

11 ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ.....	73
Питання для самоконтролю.....	75
12 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	76
12.1 Загальні відомості	76
12.2 Застосування теплових насосів у централізованому теплопостачанні...	77
12.3 Перспективи застосування великих теплових насосів	78
Питання для самоконтролю.....	79
13 ТЕПЛОНАСОСНІ УСТАНОВКИ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ	79
13.1 Використання сонячної енергії у верхньому контурі теплового насоса	80
13.2 Безпосереднє використання сонячної енергії як нижнього джерела теплоти для теплового насоса ТН.....	82
Питання для самоконтролю.....	83
14 ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ У СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ОБ'ЄКТІВ ГРОМАДСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ.....	84
14.1 Системи вентиляції	85
14.2 Системи повітряного опалення	87
14.3 Системи водяного опалення, гарячого водопостачання та кондиціювання приміщень	88
Питання для самоконтролю.....	90
15 ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ У ПРОМИСЛОВОСТІ.....	91
15.1 Використання теплових насосів у процесах сушіння.....	91
15.2 Використання теплових насосів для охолодження трансформаторів та опалення приміщень електромереж	93
15.3 Теплові насоси в системах випаровування та дистиляції рідини.....	95
Питання для самоконтролю.....	96
16 ТЕПЛОВІ СХЕМИ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК	96
16.1 Схема системи змішувального контура із буферним накопичувачем.	96
16.2 Схема системи змішувального контура із буферним накопичувачем, накопичувачем гарячої води та зовнішнім пасивним охолодженням	98
Питання для самоконтролю.....	101
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ	102

ВСТУП

Сучасний світ ставить перед людством низку викликів, серед яких особливе місце займають питання енергозбереження та ефективного використання ресурсів. Одним із перспективних напрямів у цій сфері є технології теплових насосів, які дозволяють зменшити залежність від традиційних джерел енергії та сприяти зменшенню викидів вуглекислого газу в атмосферу.

Дисципліна «Теплонасосне обладнання» присвячена вивченню принципів роботи, конструктивних особливостей та сфер застосування теплових насосів. У межах цього курсу розглядаються фізичні основи теплопередачі, цикли роботи теплових насосів, їхні основні компоненти, а також методи розрахунку ефективності та економічної доцільності використання таких систем. Окрему увагу приділено сучасним тенденціям розвитку теплонасосних технологій, їхньому застосуванню у житлових, промислових і комунальних системах опалення та кондиціонування.

Знання, отримані в межах цього курсу, дозволять студентам глибше розуміти принципи роботи теплонасосних установок, оцінювати їхню ефективність та перспективи застосування у різних сферах діяльності. Це особливо важливо в умовах глобального переходу до відновлюваних джерел енергії та розвитку екологічно чистих технологій.

Вивчення теплонасосного обладнання є необхідною складовою підготовки сучасних фахівців у галузі енергетики, теплотехніки та кліматичних систем. Цей курс допоможе майбутнім інженерам та технічним спеціалістам сформуванню компетенцій, необхідних для проектування, експлуатації та вдосконалення теплонасосних систем відповідно до актуальних вимог ринку та екологічних стандартів.

В результаті вивчення курсу здобувач повинен:

1. ЗНАТИ: принципи роботи теплових насосів, їхні основні конструктивні елементи, методи розрахунку ефективності, особливості застосування в різних сферах.
2. ВМІТИ: здійснювати аналіз та розрахунки теплонасосних систем, оцінювати їхню ефективність та доцільність використання, проводити основні роботи з монтажу та технічного обслуговування.

Ознайомлення з конспектом лекцій з дисципліни «Теплонасосне обладнання» забезпечує здобувачеві фундаментальні знання, достатні для самостійного розв'язання інженерних завдань, пов'язаних із розробкою, розрахунком, проектуванням та експлуатацією теплонасосних систем.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТЕПЛОНАСОСНІ УСТАНОВКИ

1.1 Поняття «тепловий насос». Основні принципи

Традиційні системи теплопостачання використовують високоякісне паливо для нагріву води в котлах, а кінцева температура теплоносія в абонентських системах складає 80–95 °С. Водночас існує значний потенціал використання низькопотенціальних вторинних теплоенергоресурсів (ВЕР), які представлені промисловими та комунально-побутовими тепловими викидами (рідинними, газовими, повітряними), а також відновлюваними джерелами енергії – сонячним випромінюванням, зовнішнім повітрям, ґрунтовим теплом, водами річок, морів і озер. Використання цих ресурсів у системах теплопостачання будівель дозволяє економити первинне паливо та зменшувати забруднення навколишнього середовища.

Одним з ефективних заходів підвищення енергоефективності та зменшення екологічного навантаження є застосування теплонасосних установок. Вони здатні перетворювати низькопотенціальну теплоту природного або техногенного походження на енергію вищої температури, придатну для використання у системах теплопостачання.

Тепловий насос – це технічна система, яка здійснює підвищувальну трансформацію низькопотенціального тепла. Основне завдання теплових насосів – використання низькопотенціальних джерел теплоти (НПДТ) для теплопостачання будівель, що дозволяє значно зменшити споживання палива порівняно з традиційними системами опалення, де паливо спалюється безпосередньо в котлах або печах.

Зворотні кругові термодинамічні процеси характеризуються зміною стану робочого тіла проти годинникової стрілки на відповідних діаграмах, тоді як у теплових двигунах вони відбуваються за годинниковою стрілкою. У теплових двигунах теплота високого потенціалу підводиться до робочого тіла, перетворюючись на роботу та теплоту низького потенціалу. У теплових насосах, навпаки, до робочого тіла підводиться теплота низького потенціалу, яка з використанням енергії компресора трансформується у теплоту більш високої температури.

Теплові насоси відрізняються від холодильних машин своїм призначенням: їхня основна мета – нагрівання об'єктів, а не охолодження. Відповідно межі робочих температур у теплових насосах суттєво відрізняються від меж холодильних установок. Якщо в холодильній машині температура навколишнього середовища є верхнім температурним рівнем (теплоприймачем), то у тепловому насосі – нижнім (тепловіддавачем).

Через спільність принципів роботи та конструктивних рішень теплонасоса та холодильні машини нерідко об'єднують у категорію термотрансформаторів, призначених для генерації тепла та холоду одночасно або навперемінки.

Важливо розмежовувати поняття «тепловий насос» та «теплонасосна установка». Тепловий насос є складовою теплонасосної установки, яка, зі свого боку, складається із системи підведення теплоти на термотрансформацію, безпосередньо теплового насоса та системи споживання тепла.

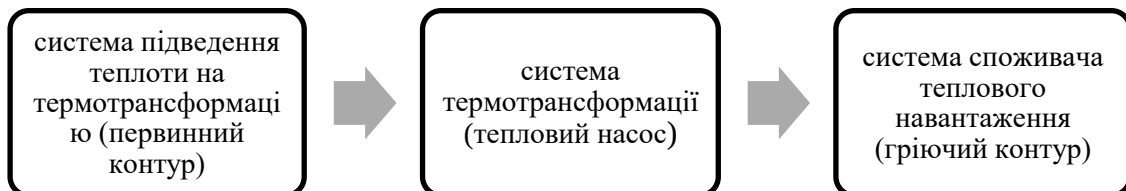


Рисунок 1.1 – Структурна схема теплонасосної установки

1.2 Класифікація теплових насосів

Теплові насоси, як і всі термомеханічні системи, класифікуються за кількома критеріями, основним з яких є принцип роботи. За цією характеристикою виокремлюють такі типи:

- компресійні;
- сорбційні;
- струминні;
- термоелектричні.

У компресійних теплових насосах низькотемпературна теплота перетворюється за допомогою механічного стиснення холодоагенту в компресорі, який може бути поршневим, ротаційним або турбокомпресором.

Компресійні установки, залежно від використаного робочого тіла, поділяють на парокомпресійні та газоконпресійні. У парокомпресійних установках робочим тілом є холодоагенти – речовини, температура кипіння яких за атмосферного тиску нижча ніж 0 °С (наприклад, аміак чи фреони). У газоконпресійних установках як робоче тіло використовується газ (повітря).

У струминних теплових насосах замість механічного компресора застосовуються струминні компресори. У холодильній техніці використовують пароструминні (інжекційні) установки, де робочим тілом є водяна пара.

У сорбційних теплових насосах зовнішня теплова енергія використовується замість механічної, а стиснення холодоагенту здійснюється за допомогою розчинника. Такий тип насоса обладнаний термічним компресором, до якого входять кип'ятильник (генератор), абсорбер, насос і регулювальний вентиль. Залежно від характеру термохімічних реакцій, розрізняють абсорбційні та адсорбційні теплові насоси. У абсорбційних установках процес сорбції

відбувається по всьому об'єму абсорбенту (на межі рідкої та парової фаз), тоді як у адсорбційних установках сорбція відбувається на поверхні твердого адсорбенту.

Термоелектричні теплові насоси працюють за принципом ефекту Пельтьє: під час проходження постійного струму через з'єднання двох різних електричних провідників виникає термопара, що забезпечує нагрівання або охолодження залежно від напрямку струму.

Підвищення енергоефективності під час використання теплових насосів призвело до появи ще одного важливого критерію – валентності режиму роботи у системах теплопостачання:

- моновалентні працюють виключно за рахунок теплового насоса;
- бівалентні використовують додаткове джерело тепла.

Окремим різновидом бівалентного режиму є моноенергетичний режим, за якого і тепловий насос, і додатковий теплогенератор споживають один і той самий енергоносіє, найчастіше електроенергію.

Якщо тепловий насос використовує природні джерела енергії, а тепло передається воді або повітрю, вона позначається залежно від середовищ:

- повітря – повітря, повітря – вода;
- ґрунт – повітря, ґрунт – вода;
- вода – повітря, вода – вода.

Також існує класифікація за типом приводу теплового насоса:

- електричний привод;
- двигуни внутрішнього згоряння;
- турбопривод.

1.3 Екологічні аспекти застосування теплових насосів

Теплові насоси є важливою складовою сучасних енергозбережуваних технологій, і їх застосування має суттєвий позитивний вплив на екологію. По-перше, завдяки принципу підвищувальної термотрансформації теплові насоси дозволяють зменшити споживання енергії порівняно із традиційними системами опалення на базі викопних палив. Це сприяє зменшенню викидів парникових газів, зокрема CO₂, що є надзвичайно важливим фактором у боротьбі зі зміною клімату.

До того ж високий коефіцієнт корисної дії (COP) теплових насосів забезпечує більш ефективне використання енергії, що дозволяє економити електроенергію. У поєднанні з використанням відновлюваних джерел енергії, таких як сонячна чи вітрова, системи стають ще більш екологічно чистими, оскільки зменшується залежність від викопних ресурсів. Це не лише зменшує енергоспоживання, але й сприяє сталому використанню природних ресурсів,

адже теплові насоси можуть використовувати тепло повітря, води або ґрунту – джерела, що завжди наявні у навколишньому середовищі.

Сучасні конструкції теплових насосів розроблені з урахуванням зменшення рівня шумового забруднення, що позитивно впливає на комфорт проживання та зменшує негативний вплив на довкілля. Також важливим аспектом є правильний вибір холодоагентів. Використання новітніх холодоагентів з низьким потенціалом глобального потепління допомагає мінімізувати шкоду для озонового шару та клімату. Проте необхідно дотримуватися вимог щодо їх утилізації та переробки, щоб уникнути можливих витоків у атмосферу.

Інтеграція теплонасосних установок у концепцію «зелених будівель» сприяє досягненню високих стандартів енергоефективності, що, зі свого боку, скорочує експлуатаційні витрати та навантаження на екосистеми. Таким чином, використання теплових насосів є важливим кроком до сталого розвитку, оскільки воно поєднує економічну ефективність з екологічною безпекою, дозволяючи зберігати природні ресурси і зменшувати негативний вплив на довкілля.

1.4 Низькопотенційні джерела теплоти

Низькопотенційними джерелами теплоти для теплових насосів є ті джерела, температура яких відносно невисока, але доступна для ефективного використання. До них належать:

1. Повітря, що є одним із найпоширеніших джерел завдяки своїй доступності та легкості застосування. Теплові насоси типу «повітря – повітря» або «повітря – вода» використовують тепло навколишнього повітря, навіть якщо температура зовнішнього середовища досить низька.

2. Ґрунт завдяки стабільній температурі на певних глибинах є надійним джерелом теплоти протягом року. Геотермальні теплові насоси використовують тепло ґрунту, що дозволяє отримувати енергію навіть у холодні зимові місяці.

3. Вода. Як джерело низькопотенційної теплоти можуть використовуватися різні водні об'єкти: поверхневі водойми (річки, озера), підземні води або навіть стічні води. Системи «вода – повітря» або «вода – вода» дозволяють ефективно використовувати тепло води для опалення або охолодження.

4. Відпрацьоване тепло. Іноді джерелом низькопотенційної теплоти є відпрацьована теплова енергія з промислових процесів, побутових систем чи конденсаційних установок. Використання цього відпрацьованого тепла дозволяє підвищити загальну енергоефективність системи.

5. Сонячну радіацію можна використовувати як джерело теплоти, проте її характер дещо відрізняється від традиційних низькопотенційних джерел, таких як

повітря, ґрунт чи вода. Зазвичай сонячні колектори безпосередньо перетворюють сонячну енергію на тепло, досягаючи високих температур, що робить цей метод ефективним для систем з високопотенційною теплою. Проте існують інтегровані системи, де сонячна енергія застосовується для попереднього підігріву середовища (наприклад, повітря чи води), що надалі подається до теплового насоса. Такий підхід дозволяє підвищити ефективність роботи теплового насоса, оскільки вхідна температура теплоносія вже зростає за рахунок сонячного нагріву.

Таблиця 1 – Температурний та енергетичний рівень джерел низькопотенціальних джерел енергії [1]

Вид джерела низькотемпературної теплоти					
Природні джерела теплоти	Температурний рівень джерела, °C	Енергетичний рівень джерела, МВт	Техногенні джерела теплоти	Температурний рівень джерела, °C	Енергетичний рівень джерела, МВт
Вода: – поверхнева; – ґрунтова; – геотермальна	4–18 6–15 35–70	0,9–51,6 1–2 0,29–3	Вода: – стічна; – технічна; – технологічна	10–17 15–30 40–70	0,3–90 2,4–10,6 39, 5–54,9
Повітря	-5–20	0,3–18,4	Повітря	0–50	0,3–22,1
Ґрунтове середовище	4–12	0,1–5,9	–	–	–
Сонячна радіація	0–75	0,1–150	–	–	–

Питання для самоконтролю

1. Який принцип роботи теплонасосних установок і як вони перетворюють енергію?
2. Які основні типи теплонасосів існують та в чому їхні відмінності?
3. Які переваги та недоліки теплонасосних установок порівняно із традиційними системами опалення?
4. Як визначається коефіцієнт корисної дії (COP) теплонасосної установки?
5. Які фактори впливають на ефективність роботи теплонасоса?
6. Які джерела тепла використовуються у теплонасосних системах?

7. Які технології використовуються для підвищення ефективності теплонасосних установок?
8. Які аспекти необхідно враховувати під час вибору теплонасосної системи для приватного будинку?
9. Як відбувається монтаж та обслуговування теплонасосних установок?
10. Які сучасні тенденції та інновації існують у галузі теплонасосних технологій?

2 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

2.1 Цикл Карно

Цикл Карно є ідеалізованою термодинамічною моделлю, що дозволяє визначити максимальний можливий коефіцієнт ефективності для теплових машин, зокрема теплових насосів та холодильних установок.

Цикл Карно складається з чотирьох зворотних процесів, які відбуваються абсолютно без втрат:

- ізотермічне розширення (за високої температури);
- адіабатне розширення;
- ізотермічне стиснення (за низької температури);
- адіабатичне стиснення.

Тепловий насос можна розглядати як інверсію теплової машини. Звичайна тепла машина отримує тепло від джерела з високою температурою, віддаючи його за нижчої температури та виконуючи корисну роботу, тоді як тепловий насос споживає робочу енергію для вилучення теплоти з холодного середовища та передачі її до ділянки з вищою температурою.

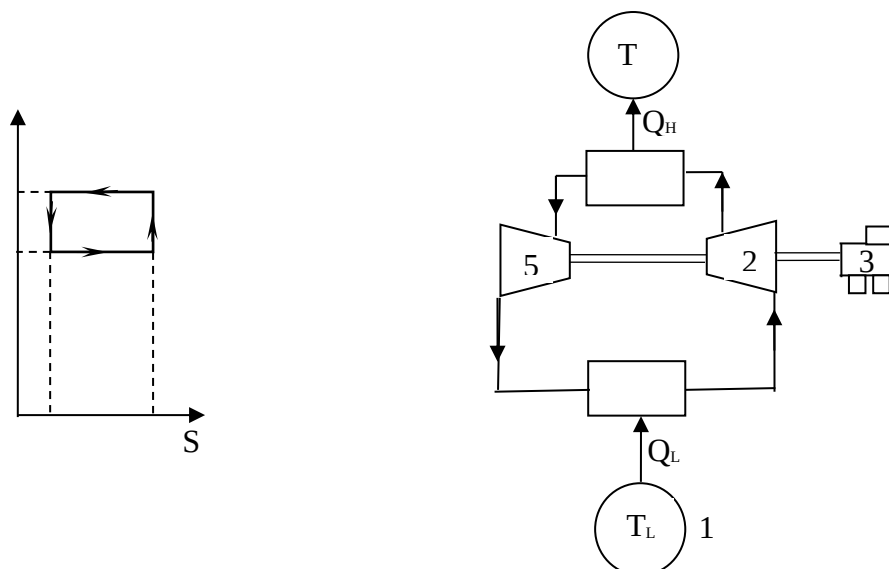


Рисунок 2.1 – Ідеальний теплонасосний цикл Карно:

- 1 – джерело теплоти; 2 – компресор; 3 – приводний двигун;
4 – споживач теплоти; 5 – розширювальна машина

На рисунку 2.1 подано цикл Карно, що описує робочий процес ідеальної теплової машини, яка функціонує в заданому температурному діапазоні. Стрілками позначено напрямки процесу для теплового насоса. Підведення теплоти відбувається ізотермічно за температури T_L , а її відведення – ізотермічно за температури T_H . Стиснення і розширення проходять за незмінної ентропії, а виконання роботи забезпечується зовнішнім двигуном.

2.2 Ідеальний парокомпресійний цикл

Щоб максимально наблизити процес до ідеального циклу Карно (зокрема і теплонасосного), необхідно організувати підведення теплоти за умов, практично наближених до ізотермічних. Саме тому використовують робочі речовини, здатні змінювати свій агрегатний стан за визначених температур і тисків: під час випаровування речовина приймає тепло, а під час конденсації – віддає його.

На рисунку 2.2 зображено цикл з механічною компресією пари на T-S-діаграмі. Він відрізняється від схеми на рисунку 2.1 тим, що після конденсатора замість розширювальної машини встановлено дросельний клапан. Відмова від розширювальної машини дещо зменшує корисну роботу циклу (а отже, і його коефіцієнт корисної дії), проте через високу вартість розширювальних пристроїв практично застосовують саме таку конструкцію. Розширення через дросельний клапан (сопло) є необоротним процесом і на T-S-діаграмі позначається пунктирною лінією. Його можна умовно вважати адіабатичним, оскільки в ньому не відбувається обміну теплотою з навколишнім середовищем.

Зазвичай процеси, які відбуваються у тепловому насосі, зображуються не на T-S-діаграмі, а в координатах тиск – питома ентальпія (p-h), як показано на рисунку 2.3. Стиснення здійснюється по лінії сталої ентропії, і після нього стиснуте робоче тіло з високим тиском залишає компресор (1). Перш ніж пара зможе конденсуватися у точці (2), її потрібно охолодити за сталого тиску. Процес обробки між точками (2) і (3) є конденсацією за постійної температури. Таким чином, пара, що потрапляє в конденсатор, завжди знаходиться в перегрітому стані.

Тепловий насос працює за принципом перенесення теплової енергії всупереч природному напрямку теплопередачі, використовуючи зовнішню енергію. Її ефективність визначається коефіцієнтом продуктивності (COP), який показує, скільки тепла передається за одиницю витраченої електроенергії. Завдяки цьому теплові насоси широко застосовуються в системах опалення та кондиціонування, забезпечуючи енергоефективне використання ресурсів. Найпоширенішими типами є повітряні, ґрунтові та водяні насоси, що використовують тепло відповідного середовища для нагріву або охолодження

приміщень. Окрім комфорту, вони сприяють зменшенню викидів CO_2 , що робить їх екологічно безпечним рішенням. Завдяки сучасним технологіям теплові насоси стають дедалі ефективнішими й доступнішими для широкого застосування.

Адіабатичне розширення на рН-діаграмі зображується вертикальною прямою, що є однією зі зручностей цієї діаграми. Для повного розрахунку циклу достатньо знати стан робочого тіла лише у двох точках: на вході та на виході з компресора, решта процесів позначаються лініями. Випарювання відбувається між точками (4) і (5) за сталих тиску і температури. Між точками (5) і (1) здійснюється ізоентропійний стиск сухої пари, який неможливо реалізувати практично, але ми тут розглядаємо ідеалізований процес. Його ефективність нижча за ефективність циклу Карно через необоротність процесу розширення.

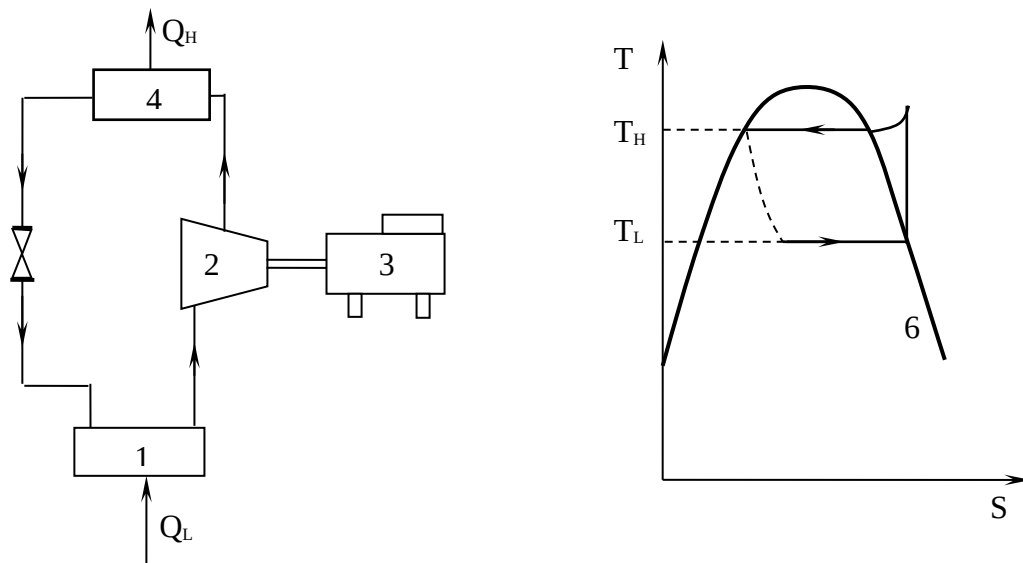


Рисунок 2.2 – Парокомпресійний цикл:

1 – випарник; 2 – компресор; 3 – приводний двигун; 4 – конденсатор;
5 – дросельний клапан; 6 – погранична крива

Під час аналізу роботи теплового насоса зазвичай використовують діаграму «тиск – питома ентальпія» (p-h), а не класичну T-S-діаграму. Сам цикл, поданий у таких координатах (рис. 2.3), має таку структуру: стиск відбувається вздовж лінії, де значення ентропії залишається незмінним. Робоче тіло, яке було стиснуте, виходить із компресора під високим тиском (1). Перед тим, як пара перейде до процесу конденсації (2), її необхідно охолодити за сталої величини тиску. Сам процес конденсації, що триває від точки (2) до (3), проходить зі збереженням температури, тому на вході до конденсатора пара завжди надходить із додатковим перегрівом.

Особливою перевагою рН-діаграми є зображення адіабатичного розширення вертикальною лінією, що суттєво спрощує розрахунки. Для

визначення параметрів всього циклу достатньо знати стан робочого тіла лише у двох основних точках — на вході до компресора та на його виході; решта процесів відображається прямими лініями.

Випаровування відбувається між точками (4) і (5) за незмінних тиску й температури, а ізоентропійне стиснення сухої пари – від точки (5) до точки (1).

Варто зазначити, що з практичної точки зору здійснити ідеальний ізоентропійний стиск неможливо, проте тут розглядається спрощена, ідеалізована модель циклу. Загалом, ефективність цього циклу є дещо нижчою за ефективність циклу Карно, що зумовлено необоротністю процесу розширення.

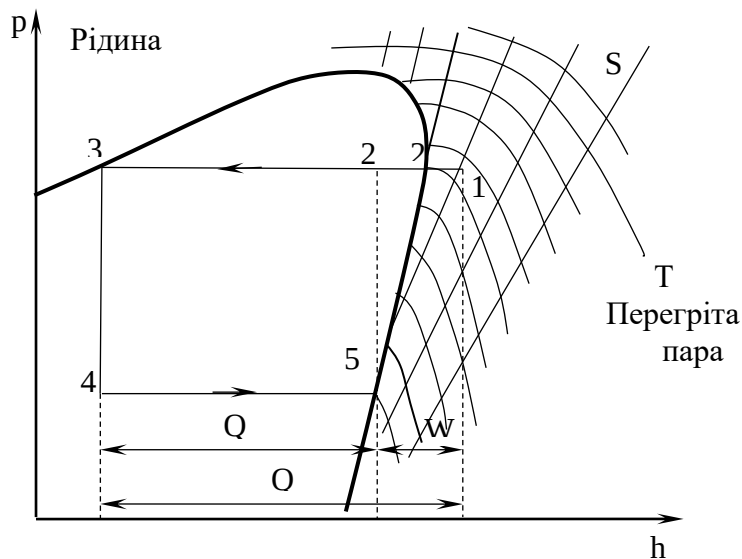


Рисунок 2.3 – Ідеальний парокомпресійний цикл

2.3 Реальний парокомпресійний цикл

Раніше розглянуті робочі цикли мають досить ідеалізований характер: незважаючи на врахування практичних обмежень (наприклад, необхідності стискати лише суху пару та браку розширювальної машини), передбачається, що кожен компонент працює зі 100-відсотковою ефективністю. Проте реальна установка має суттєві відмінності від цієї ідеалізації.

Основним елементом теплового насоса є компресор. Як уже згадувалося, компресор повинен працювати з сухою парою, тому робоча речовина подається до нього з невеликим перегрівом – тобто у стані (5') замість ідеального стану (5) (рис. 2.4). Цей додатковий перегрів створює безпечний резерв, який мінімізує ризик потрапляння рідких крапель у компресор. Проте досягнення такого ефекту супроводжується необхідністю збільшення розмірів компресора, оскільки він мусить стискати більш розріджену пару зі збереженням тієї ж масової витрати.

Найбільш серйозною проблемою є підвищення температури на виході з компресора, що обмежується тепловою та механічною стійкістю вихлопних

клапанів. Таким чином, реальна робота теплового насоса завжди відхиляється від ідеального циклу через низку технологічних і конструктивних нюансів.

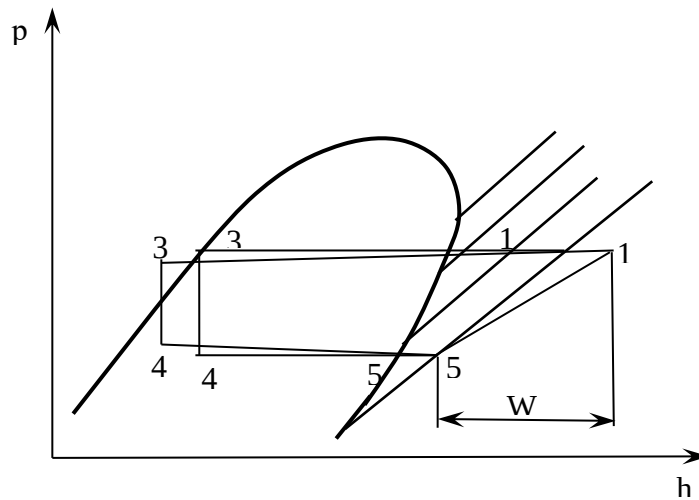


Рисунок 2.4 – Реальний парокомпресійний цикл

Ще одне значне відхилення реальної роботи циклу від його ідеалізованої моделі пов'язане з ефективністю компресора. Через теплообмін між робочим тілом і самим компресором зростання ентальпії робочого тіла перевищує те, що передбачено в ідеальному циклі, що, зі свого боку, спричиняє підвищення температури на виході (як позначено точкою (1) на рис. 2.4). Для кількісної оцінки цього приросту ентальпії застосовують показник ізоентропічного ККД компресора. Водночас роботу, що забезпечує підвищення ентальпії в реальному компресорі, позначають як W' , а ту, що витрачається за ідеального ізоентропічного стиснення – як W . Відповідно, ізоентропічний ККД визначається як відношення W до W' (W/W'). У практиці, наприклад, для поршневих компресорів цей показник зазвичай становить близько 70 %.

Необхідно також зауважити, що ідеальний ізоентропічний стиск дозволяє мінімізувати витрати роботи за браком охолодження компресора. Хоча охолодження могло б зменшити необхідну працю, оскільки основна мета теплового насоса – передача тепла за високих температур – така стратегія є невигідною або практично нездійсненною.

Окрім ізоентропічного ККД, існує ще один показник ефективності компресора – механічний ККД, який визначає, яка частка роботи, що подається на вал компресора, фактично передається робочому тілу.

Втрати енергії спостерігаються не лише в компресорі, а й у інших елементах робочого циклу. Наприклад, коли робоче тіло проходить через теплообмінник, відбувається невелике зниження тиску. Щоб запобігти утворенню застійних зон, де може скупчуватися мастило, зазвичай підтримують досить

високу швидкість потоку. Цей незначний спад тиску спричиняє відхилення від ідеальних ізотермічних умов під час теплообміну (рис. 2.4). Хоча типове відхилення не перевищує одного градуса, на діаграмі його вплив подано з невеликим перебільшенням, і це явище виявляється як у випарнику, так і у конденсаторі.

Ще одне суттєве відхилення від ідеалізованої схеми циклу пов'язане з переохолодженням. У теоретичному циклі дроселювання починається від точки (3), що розташована на лівій прикордонній кривій. Проте втрати у трубопроводах між конденсатором і дроселем викликають незначне випаровування, що негативно впливає на ефективність роботи дроселя. З цієї причини доцільно проводити переохолодження до точки (3'). Однак варто зазначити, що переохолодження зменшує частку пари, яка надходить до випарника. Крім того, для реалізації переохолодження необхідно мати теплоносії з досить низькою температурою. Водночас вода чи повітря, що відводять тепло від конденсатора, не можуть бути використані для цієї мети, оскільки завдання теплового насоса полягає в тому, щоб зберегти їх максимально нагрітими.

Питання для самоконтролю

1. Які основні закони термодинаміки застосовуються в роботі теплових насосів?
2. Як працює тепловий насос з точки зору термодинамічного циклу?
3. Що таке коефіцієнт тепловіддачі (COP), і як його можна обчислити?
4. Яка роль холодильного агента у тепловому насосі та які його основні властивості?
5. Що таке цикл Карно, і чому він є теоретичною моделлю для теплових насосів?
6. Як впливають параметри навколишнього середовища на ефективність термодинамічного процесу теплового насосу?
7. Чим відрізняються реальні цикли теплових насосів від ідеального циклу Карно?

3 ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ

3.1 Загальні положення

Парокомпресійний тепловий насос (ПКТП) розроблений для перенесення теплоти низького температурного рівня на більш високий температурний потенціал за допомогою компресора. Ефективність будь-якого теплового насоса значною мірою залежить від температур зовнішніх джерел.

Під час використання теплоти низького потенціалу, що надходить, зокрема, з відновлюваних джерел енергії та інших джерел, найбільш популярними стали теплові насоси компресорного типу. У таких установках тепло від джерел з низьким температурним потенціалом за допомогою механічної (електричної) енергії перетворюється на тепло з температурою, придатною для опалення, гарячого водопостачання або виробничих процесів.

Використання теплових насосів особливо ефективно у системах кондиціонування повітря, що функціонують протягом усього року. До того ж їх застосовують для вирішення різноманітних технологічних завдань: у процесах опріснення та випаровування водних розчинів, для підігріву повітря в холодну пору року та його охолодження влітку в одноквартирних будинках чи окремих приміщеннях для сушки зерна, а також у системах теплопостачання та холодопостачання на чайних фабриках, гарячого водопостачання бань, під час термообробки молока та для інших цілей.

Принцип роботи теплового насоса парокомпресійного типу полягає в енергетичному обміні між робочою речовиною та джерелами з низькою і високою температурою. Робоча речовина, або холодоагент, проходить термодинамічний цикл, вимагаючи витрат механічної енергії для виконання свого функціоналу. Особливістю таких теплових насосів є перехід робочої речовини через різні агрегатні стани, оскільки більшість процесів циклу відбувається у ділянці насиченої пари.

Принцип роботи парокомпресійного теплового насоса ґрунтується на передачі енергії між робочою речовиною та джерелами теплоти з низькою і високою температурою. У цьому процесі холодоагент циклічно змінює свій стан, здійснюючи зворотний термодинамічний цикл з витратою механічної роботи. Особливість таких насосів полягає в тому, що переважна частина процесів відбувається у ділянці насиченої пари, що супроводжується зміною агрегатного стану робочої речовини.

Функціональна схема парокомпресійного теплового насоса показана на рисунку 3.1, на рисунку 3.2 зображені процеси у T-, s- і pH-діаграмах.

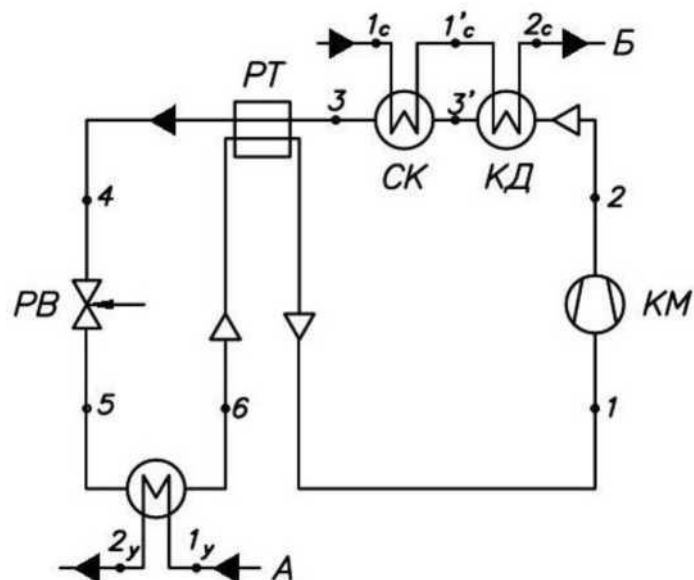


Рисунок 3.1 – Функціональна схема одноступінчастого ПКТП:

А – утилізоване середовище; Б – середовище споживача теплового навантаження;
 КМ – компресор; КД – конденсатор; СК – субкулер (переохолоджувач конденсату); В – випарник; РТ – регенеративний теплообмінник; РВ – регулювальний вентиль

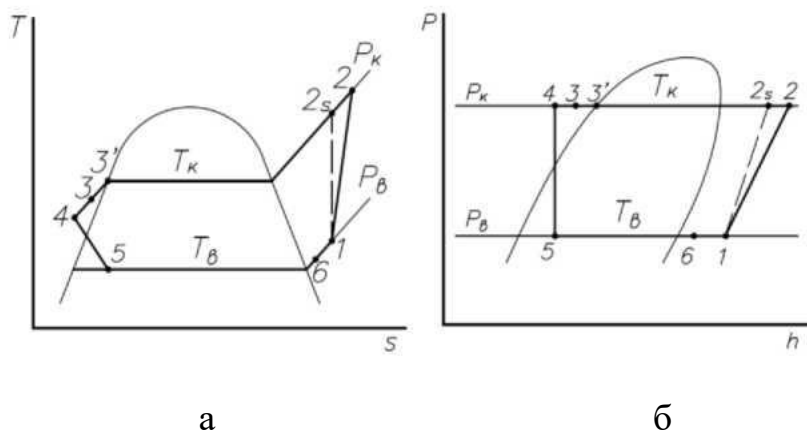


Рисунок 3.2 – Цикл одноступінчастої ПКТП у термодинамічних діаграмах:

а – процеси у Т-, s-діаграмі; б – процеси у рН-діаграмі

Встановлення пристрою для переохолодження конденсату дозволяє максимально використовувати тепловий потенціал сконденсованого холодоагенту. Проте якщо різниця температур на виході та вході споживацького середовища менша за 10 °С, застосування такого переохолоджувача може виявитися економічно невиправданим. Важливу роль у системі теплового насоса відіграє регенеративний теплообмінник. Впровадження цього елемента до схеми не лише зменшує втрати, пов'язані з необоротністю процесу дроселювання, а й забезпечує надійне перегрівання пари перед її подачею у всмоктувальну камеру компресора.

Якщо холодоагент не буде перегрітий, може трапитися потрапляння невиспареної рідкої фази разом із краплями мастила до робочого простору компресора. Для машин об'ємного типу це проявляється як зменшення продуктивності під час всмоктування та потенційний гідравлічний удар під час нагнітання.

Отже, зниження температури конденсату перед процесом дроселювання за допомогою субкулера та регенеративного теплообмінника сприяє отриманню насиченої пари холодоагенту з меншим вмістом рідкої фази на виході з дросельного пристрою, що позитивно впливає на ефективність роботи випарника з внутрішньотрубним кипінням.

3.2 Коефіцієнт перетворення

Останнім часом у літературі та інших інформаційних джерелах, що стосуються теплових насосів, дедалі частіше використовується англійська аббревіатура для позначення коефіцієнта перетворення. Зокрема, цей показник позначають як COP (Coefficient of Performance), що набуває широкого визнання як універсальний критерій ефективності роботи теплових насосів.

Коефіцієнт перетворення для ідеального циклу розраховується за такою формулою:

$$COP_{ид} = \frac{T_k}{(T_k - T_b)}, \quad (3.1)$$

де T_k – температура конденсації холодоагента, К;

T_b – температура кипіння холодоагента, К.

Реальний коефіцієнт перетворення можна розрахувати за такою формулою:

$$COP_{ел} = \left[COP_{ид} + \left(\frac{1}{\eta_{инд}} \right) \right] \cdot \eta_{инд} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{дв}, \quad (3.2)$$

де $\eta_{инд}$ – індикаторний ККД компресора теплового насоса;

$\eta_{мех}$ – механічний ККД компресора теплового насоса;

$\eta_{дв}$ – ККД приводного двигуна.

Співвідношення між коефіцієнтами перетворення реального та ідеального циклів називають ступенем термодинамічної досконалості теплового насоса:

$$\eta_{ТД} = \frac{COP_{ел}}{COP_{ид}}. \quad (3.3)$$

3.3 Робочі речовини

Під час вибору холодоагенту для теплового насоса парокомпресійного типу основну увагу приділяють тому, наскільки його властивості відповідають вимогам для двох ключових температурних зон – температури конденсації (T_k) та температури випаровування (T_b).

Зокрема, для температурного рівня T_B необхідно, щоб тиск у випарнику перевищував атмосферний. Це важливо, оскільки у разі виникнення вакуумного режиму у всмоктувальній лінії до системи може потрапити повітря та атмосферна волога, що значно зменшує ефективність роботи обладнання. Такий вакуумний стан є неприпустимим, особливо під час використання чистих вуглеводнів чи їх сумішей у якості робочої речовини.

Щодо процесу конденсації, то тиск пари холодоагенту не повинен перевищувати 25 бар згідно із нормативами технічної безпеки. Крім того, для забезпечення високої термодинамічної ефективності бажано, щоб температура конденсації не перевищувала 85 % від критичної температури речовини [8].

Окрім технічних характеристик, вибір холодоагенту також враховує два основні екологічні показники:

1. ODP (Ozone Depletion Potential) – коефіцієнт, що характеризує вплив речовини на розпад озонового шару, водночас рівень впливу порівнюється зазвичай із показниками для R11 або R12.

2. GWP (Global Warming Potential) або його модифікація HGWP (Halocarbon Global Warming Potential) – коефіцієнт, що відображає потенціал речовини щодо глобального потепління, де як еталон зазвичай використовують значення для CO_2 , R11 або R12.

До того ж Міжнародна організація зі стандартизації (ISO) розробила систему позначень для холодильних агентів. Згідно із цією системою, кожній речовині надають позначення, яке починається літерою «R» або словом «Refrigerant», а далі йде група цифр, що кодує кількість атомів фтору, водню та вуглецю для гідрохлорфторвуглеводнів (HCFC), гідрофторвуглеводнів (HFC, CFC). Існують також окремі позначення для холодоагентів неорганічного походження та різноманітних сумішей.

Вибір холодоагентів для теплових насосів парокомпресійного типу залежить від характеристик, що відповідають стандартам для температурних діапазонів випаровування та конденсації. Необхідно, щоб тиск у випарнику був вище атмосферного для запобігання потраплянню повітря або вологи, що може погіршити роботу обладнання.

CFC через свою високу хімічну активність і наявність хлору вкрай шкідливі для навколишнього середовища, мають високий потенціал у руйнуванні озонового шару та сприяють глобальному потеплінню. Це робить їх забороненими для використання в нових установках. Існує можливість їх використання лише в старих системах.

HCFC містять хлор, але мають менший шкідливий вплив на озоновий шар і є менш потужними засобами для глобального потепління, ніж CFC. Вони використовуються як перехідний етап у модернізації систем, але необхідно

поступово відмовитися від них у найближчі десятиліття.

HFC, хоча і є екологічно безпечнішими, не містять хлор, але все ще сприяють глобальному потеплінню. Вони використовуються як ефективні альтернативи, але вимагають спеціальних мастил для роботи з ними через їхню сумісність з традиційними мінеральними оліями.

Суміші холодоагентів є альтернативою CFC і HCFC, оскільки містять кілька речовин без хлору та з покращеними термодинамічними властивостями. Вибір відповідної суміші потребує врахування конкретних потреб ефективності системи. Природні холодоагенти, такі як аміак, вуглеводні (пропан), CO₂ та вода, є перспективними через їхню екологічність та наявність у природі, але вони можуть бути горючими або токсичними, що обмежує їх застосування. Аміак і CO₂ мають високі термодинамічні властивості, проте потребують специфічних технічних і безпекових заходів.

Хлорфторвуглеці (CFC). Через високу реакційну здатність і наявність хлору у їхньому складі, хлорфторвуглеці завдають значної шкоди навколишньому середовищу. Ці робочі рідини мають високий потенціал руйнування озонового шару та сприяють глобальному потеплінню, що оцінюється за показником «Спільний еквівалентний вплив потепління» (TEWI). Саме тому CFC належать до категорії заборонених холодоагентів для новобудов, хоча їх використання допускається у впроваджених холодильних та теплових насосних системах. До цієї групи належать, наприклад, агенти R11, R12, R13, R113, R114, R115, R500, R502 і R13B1.

Під час модернізації теплових насосів із заміною CFC на альтернативні рідини встановлюється вимога забезпечити вищу надійність і економічну ефективність порівняно із системами на базі CFC. Крім того, нові установки повинні мати високий енергетичний коефіцієнт перетворення, адже продуктивність теплового насоса значною мірою залежить від її конструкції та системи розподілу енергії, а не лише від обраного холодоагенту.

Гідрохлорфторвуглеці (HCFC). HCFC, як і CFC, містять хлор, але їхня здатність руйнувати озоновий шар значно менша – приблизно 2–5 % від рівня R12. Також їхній вплив на глобальне потепління менший приблизно у п'ять разів. Завдяки цим характеристикам HCFC використовують як перехідні холодоагенти, призначені для тимчасової модернізації теплових систем. До цієї групи належать, зокрема, агенти R22, R401, R402, R403, R408 та R409. Згідно із погодженим графіком Монреальського протоколу у промислово розвинених країнах планується повна відмова від HCFC до 2020 року, а у глобальному масштабі – до 2040 року.

Гідрофторвуглеці (HFC). У промисловості HFC розглядають як перспективну альтернативу, оскільки ці робочі рідини не містять хлору. До групи

HFC належать такі агенти, як R134a, R152a, R32, R125 і R-507. Проте незважаючи на відсутність хлору, їх використання все одно сприяє глобальному потеплінню. Особливої уваги заслуговує те, що звичайні мінеральні мастила не розчиняються у HFC, що вимагає застосування спеціалізованих ефірних масел для забезпечення коректної роботи теплових насосів. Під час переходу на HFC необхідно ретельно очистити систему від залишків мінеральних мастил.

Наприклад, R134a за термодинамічними характеристиками дуже нагадує R12: COP теплового насоса на R134a майже ідентичний COP R12 за температури кипіння нижче ніж -1°C , однак із підвищенням температури кипіння ефективність зменшується.

R152a здебільшого використовується як складова суміші R-500, але також успішно застосовується в малих теплових насосах і побутових холодильниках.

R32 вирізняється низькою горючістю та мінімальним внеском у глобальне потепління, тому його часто розглядають як заміну R22 у системах кондиціонування, теплових насосах і промислових холодильниках; через свої властивості він часто застосовується як базовий компонент у сумішах.

Агенти R125 і R143a мають властивості, схожі на R502 і R22, і переважно використовуються в потрійних сумішах.

Суміші робочих рідин. Суміші є ефективною альтернативою для заміни фреонів CFC і HCFC. Вони складаються із двох і більше чистих агентів і можуть бути класифіковані як зеотропні, азеотропні або майже азеотропні. Азеотропні суміші випаровуються і конденсуються за сталої температури, тоді як інші охоплюють певний температурний діапазон (так звана температура ковзання). Використання температури ковзання може підвищити продуктивність системи, але зазвичай потребує змін у конструкції обладнання. Гнучкість сумішей дозволяє адаптувати їх до специфічних вимог кожного окремого об'єкта.

Раніше використовувані суміші для заміни R22 і R502 містили часткову домішку R22 або інших хлорованих агентів, тому вони розглядалися як перехідні. Сучасне покоління сумішей для заміни цих холодоагентів не містить хлору і зазвичай базується на агентах HFC (R32, R125, R134a, R143a) або вуглеводнях (наприклад, пропані). Найпоширенішими сумішами, які в довгостроковій перспективі можуть замінити всі хлоровані робочі рідини, є R410a і R407c. Основна різниця між ними полягає у хімічному складі: R410a є сумішшю R32 і R125 з мінімальним температурним ковзанням, тоді як R407c, що складається з R32, R125 і R134a, має значне температурне ковзання. Під час переходу на ці агенти в існуючих установках необхідно враховувати відмінності в робочих режимах (тиск, температуру ковзання тощо), що може вимагати заміни окремих компонентів або суттєвої реконструкції системи.

Природні робочі рідини. Природні холодоагенти – це речовини, які природно зустрічаються в біосфері і зазвичай не завдають шкоди довкіллю, тому їх використання є привабливою альтернативою фреонам, що містять хлор. До таких агентів належать аміак (NH_3), вуглеводні (наприклад, пропан), двоокис вуглецю (CO_2), повітря та вода. Варто зазначити, що деякі з них можуть бути горючими або токсичними, що обмежує їх застосування.

Аміак широко використовується у багатьох країнах для середніх і великих теплових насосів. Незважаючи на його високу горючість, яка обумовлює суворі вимоги безпеки, аміак має відмінні термодинамічні показники і економічну вигідність, що робить його привабливим варіантом для нових систем. Зазвичай аміак застосовують у високотискових установках, що дозволяють досягати температури конденсації до 78°C . Оскільки аміак несумісний із міддю, всі елементи, що контактують із робочою рідиною, повинні бути виконані зі сталі.

Вуглеводні, такі як пропан (R290), відомі своєю високою горючістю та відмінними термодинамічними характеристиками. Пропан уже успішно використовується як у промислових, так і в побутових теплових насосах, де сезонний коефіцієнт ефективності (SCOP) може сягати 5,2. Крім того, пропілен і суміші пропану, бутану, ізобутану та етану розглядаються як перспективні агенти для теплових насосних систем. Через високий рівень горючості вуглеводнів застосування цих агентів вимагає посиленних заходів безпеки та спеціальних конструктивних рішень.

Вода є чудовим холодоагентом для високотемпературних промислових теплових насосів завдяки своїм високим термодинамічним характеристикам, а також тому, що вона не є ні горючою, ні токсичною. Зазвичай воду використовують у відкритих або напіввідкритих системах, а в замкнених застосуваннях – рідше. Робоча температура водних систем коливається від 80°C до 150°C . Головним недоліком води є її низька теплоємність порівняно з традиційними холодоагентами, що вимагає застосування потужних компресорів, особливо під час роботи в умовах низьких температур.

Двоокис вуглецю (CO_2) виступає як перспективний холодоагент завдяки своїй нетоксичності, негорючості та високій сумісності з різноманітними мастилами і металами. Проте його термодинамічні властивості не є оптимальними, що вимагає спеціального підходу до проєктування теплових насосів під час використання цього агента.

Питання для самоконтролю

1. Який принцип роботи парокомпресійного теплового насоса та які основні компоненти його конструкції?

2. Які етапи проходить холодильний агент у парокомпресійній системі?
3. Яка роль компресора в парокомпресійному тепловому насосі?
4. Як вибір холодильного агента впливає на ефективність парокомпресійного теплового насоса?
5. Чим відрізняються одноступеневі та багатоступеневі парокомпресійні теплові насоси?
6. Які основні типи компресорів використовуються в парокомпресійних установках і які їхні переваги?
7. Які чинники впливають на енергоспоживання парокомпресійного теплового насоса?
8. Як проводиться діагностика та технічне обслуговування парокомпресійних теплових насосів?
9. Які переваги та недоліки парокомпресійних теплових насосів порівняно з іншими типами теплових насосів?
10. Які новітні технології застосовуються для підвищення ефективності парокомпресійних систем?

4 ТЕРМОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ

4.1 Загальні відомості

Будь-який тепловий насос потребує зовнішнього джерела енергії для здійснення процесу термотрансформації відповідно до другого закону термодинаміки. Якщо цю енергію постачає тепловий потік із вищою температурою, ніж температура нагрівального середовища споживача, такі насоси класифікують як тепловикористовувальні.

Якщо не враховувати незначний внесок гідро- та вітроенергетики у виробництво електроенергії, можна стверджувати, що всі теплові насоси функціонують за принципом тепловикористання, а їхню ефективність характеризує коефіцієнт перетворення (COP). Цей показник дозволяє порівнювати енергоефективність різних теплових насосів і холодильних машин незалежно від використовуваних джерел енергії та схемних рішень, як у чисто електричних системах, так і в гібридних.

Функціонування теплового насоса передбачає підвищення тиску робочої речовини (холодоагенту) для перенесення теплоти від джерела з низьким потенціалом. Це підвищення тиску може бути реалізоване через:

- механічне або струминне перетворення енергії, що виконується у вигляді політропного стиснення парової (газової) фази;

– насосний режим для рідкої фази із поєднанням поглинально-розподільних процесів зміни агрегатного стану робочої речовини.

У першому випадку стиснення пари відбувається за рахунок механічної енергії, отриманої від теплового двигуна, що працює спільно з компресором, або шляхом компресії у порожнинах машин, які використовують цикл Стірлінга.

У другому випадку енергія витрачається на випаровування або десорбцію парової фази з рідини, що дозволяє підвищити тиск із мінімальними витратами на роботу насоса. Якщо насос працює від електродвигуна, то загальний процес термотрансформації залишається тепловикористовувальним за своєю природою.

4.2 Теплові насоси з механічною термокомпресією

4.2.1 Цикл Чистякова – Плотнікова

Цикл теплового насоса в режимі термотрансформації принципово повторює цикл холодильної машини. Як показано на схемі (рис. 4.1), робоча речовина проходить такі етапи прямого циклу теплового двигуна: парогенератор (ПГ), турбіну (Т), конденсатор (КД) і насос (Н). Енергія, що виробляється турбіною, використовується для приводу компресора (КМ) у зворотному циклі.

Після стискання в компресорі робоча речовина конденсується в загальному конденсаторі та додатково охолоджується в субкулері (СК). Потім вона проходить через дросельний пристрій (ДП), після чого потрапляє у випарник (В), де, переходячи в парову фазу, знову спрямовується на всмоктування в компресор.

Головна перевага цього теплового насоса полягає в тому, що споживач отримує всю теплоту конденсації як від прямого, так і від зворотного циклу. Додатково низькопотенційне тепло від утилізованого середовища, що має масову витрату G_y і параметри у точках (1y), (2y), використовується у випарнику для випаровування рідкої фази робочої речовини за тиску P_{BP_BPB} .

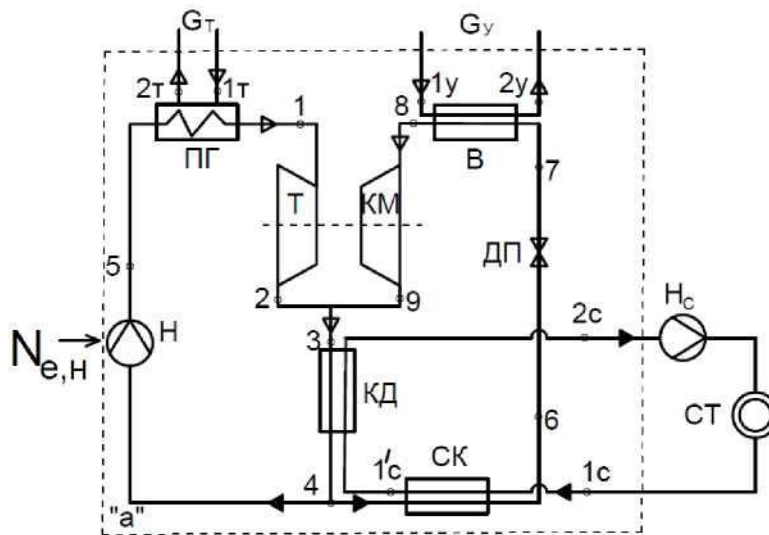


Рисунок 4.1 – Принципова схема теплового насоса

Пароутворення за тиску P_v відбувається завдяки теплообміну із зовнішнім теплоносієм із масовою витратою G_T , який має певні параметри на вході та виході (точки $1_T, 2_T$). Відведення теплоти конденсації забезпечується циркуляцією нагрівального середовища через конденсатор, що подає тепло споживачам системи тепlopостачання (СТ) з масовою витратою G_C і параметрами в точках $1_C, 2_C$.

Головна перевага цього теплового насоса полягає в тому, що споживач отримує всю теплоту конденсації як від прямого, так і від зворотного циклу. Додатково низькопотенційне тепло від утилізованого середовища, що має масову витрату G_y і параметри в точках $1_y, 2_y$, використовується у випарнику для випаровування рідкої фази робочої речовини за тиску P_{VP} .

Деталізоване зображення термодинамічних процесів у координатах T, s і P, h наведено на рисунку 4.2.

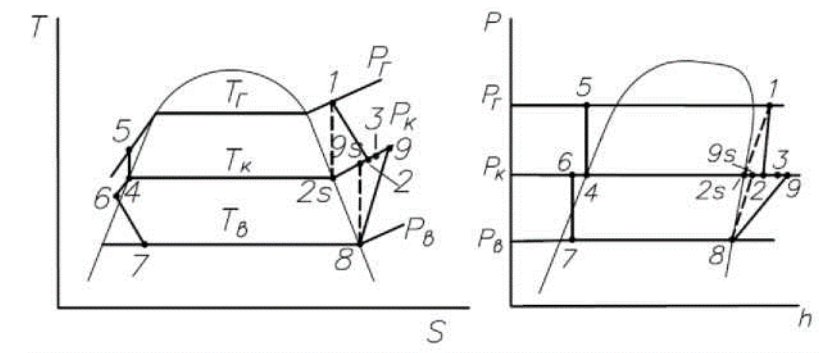


Рисунок 4.2 – Цикл Чистякова – Плотнікова для теплового насоса

4.2.2 Цикл Л. І. Морозюк – Т. В. Морозюк

Для неазеотропних (зеотропних) сумішей робочих речовин найбільш ефективним у випадку неізотермічного теплообміну є цикл Лоренца, оскільки він краще узгоджується з реальними процесами підведення та відведення теплоти, ніж ідеалізований цикл Карно.

На основі цього циклу (Лоренц – Лоренц) Л. І. Морозюк і Т. В. Морозюк в ОДАХ розробили компресорну тепловикористовувальну машину, яка працює на суміші $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ [1]. Її теплонасосний варіант подано на рисунку 4.3.

Компресорні тепловикористовувальні машини на основі суміші $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ відзначаються високою ефективністю завдяки особливостям теплофізичних властивостей аміаку та води. Використання такої робочої речовини дозволяє покращити теплопередачу та зменшити витрати енергії порівняно з традиційними холодоагентами. Подібні системи знаходять застосування в промислових та побутових теплових насосах, забезпечуючи ефективне перетворення низькопотенційного тепла. Крім того, аміачно-водяні суміші є екологічно безпечними, оскільки не містять фреонів, що сприяє зменшенню впливу на довкілля.

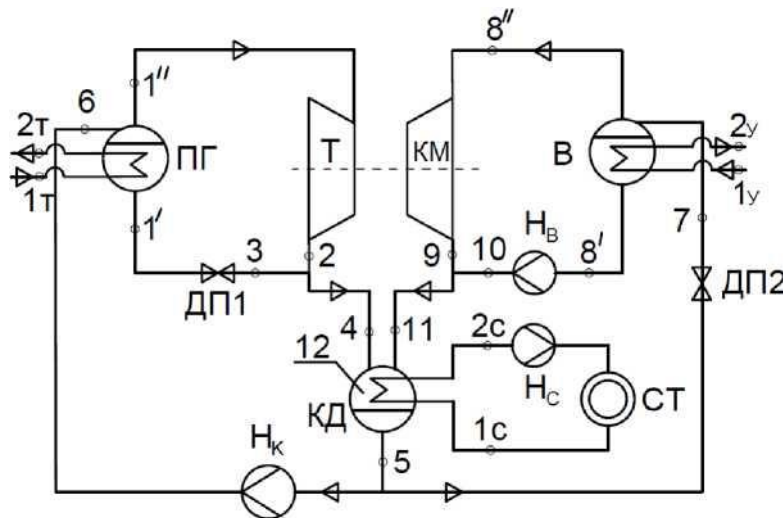


Рисунок 4.3 – Теплокомпресійний тепловий насос на суміші R717/R718

На рисунку 4.4 наведений процес зміни параметрів суміші в конденсаторі.

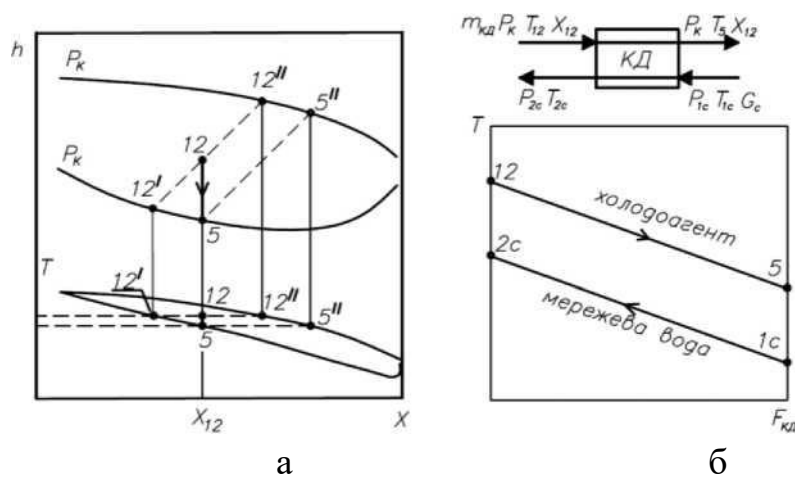


Рисунок 4.4 – Робочий процес у конденсаторі:

а – зображення у T -, X - та h -, X -діаграмах;

б – схема зміни температури середовища вздовж поверхні конденсатора під час протічійного руху

4.2.3 Цикл із механічною термокомпресією діоксиду вуглецю

Згідно із термодинамічним аналізом, усі типи тепловикористовувальних знижувальних термотрансформаторів вирізняються значною енергоефективністю, що характеризується коефіцієнтом перетворення COP у межах 1,4–1,8. Це створює підґрунтя для активного пошуку новітніх робочих речовин [4], удосконалення надкритичного циклу Брайтона та впровадження технологій когенерації тепла й холоду [5].

Теоретичні дослідження, подані в роботах [6, 7], запропонували варіант схемно-циклового рішення, в якому використовується R744 як робоча речовина. Аналіз довів, що такий термотрансформатор у режимі холодильної установки може бути реалізованим на практиці й конкурувати з наявними тепловикористовувальними технологіями, зокрема сорбційними та ежекторними системами. Додатково, як зазначено у працях [2, 8], регенерація тепла у силовому та холодильному контурах може суттєво покращити енергоефективність циклу на основі діоксиду вуглецю.

На рисунках 4.5 та 4.6 продемонстровані принципова схема та цикл роботи цього термотрансформатора у теплонасосному режимі.

Головна відмінність полягає в тому, що всі процеси силового контуру проходять у транскритичній області стану діоксиду вуглецю і, відповідно, в цій самій області – процес охолодження газу після стиснення в контурі зворотного циклу. Отже, робоча речовина в апаратах силового контуру циклу розміщена в теплообмінних процесах у газонагрівачі 4–1 і в газоохолоджувачі 2–3 без зміни агрегатного стану. Без фазових перетворень відбувається і процес 7–3, що характеризує процес охолодження газу після його стиснення у зворотному циклі.

Одночасно зникає необхідність в установленні субкулера.

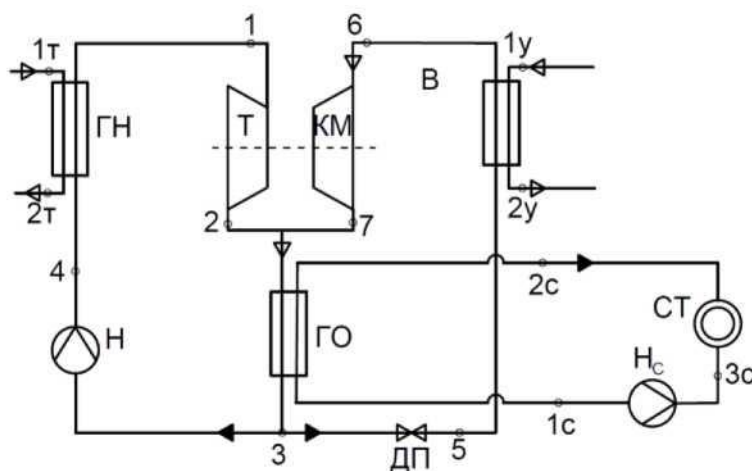


Рисунок 4.5 – Принципова схема термокомпресійного теплового насоса на R 744:

ГН – газонагрівач; Т – турбіна; ГО – газохолоджувач; В – випарник;

КМ – компресор; ДП – дросельний пристрій; Н – насос; Нс – насос мережевої води; СТ – система теплоспоживання

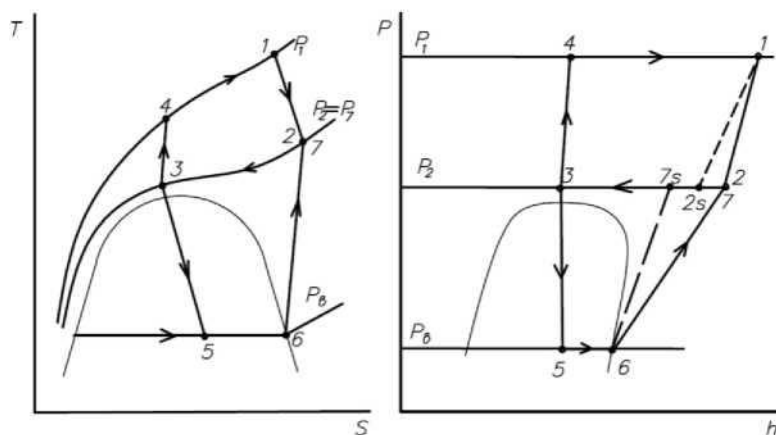


Рисунок 4.6 – Процеси циклу у T-, s- і p-h-діаграмах

4.2.4 Термокомпресія на базі циклу з ізотермними та ізохорними процесами

Принцип функціонування теплового насоса на основі механічної термокомпресії можна розглянути на прикладі інтегрованої системи, що поєднує газовий тепловий насос і тепловий двигун, який працює за циклом Стірлінга. На рисунку 4.7 у p-V- та T-, s-діаграмах подано прямий цикл Стірлінга для ідеального теплового двигуна та зворотний цикл для ідеального теплового насоса або холодильної машини, відомий як цикл «Філіпса».

У цьому випадку аналізуються два цикли: прямий, що відбувається між двома тепловими резервуарами за ізотермічних умов із $T_r = \text{const}$ і $T_c = \text{const}$, і зворотний – із $T_h = \text{const}$ і $T_c = \text{const}$.

Для теплового насоса (цикл $1-2-3'-4'-1$) теплота від низькопотенціального джерела передається робочому тілу під час розширення ($3'-4'$). Водночас у тепловому двигуні (цикл $1-2-3-4-1$) теплота від нагрівального джерела передається робочій речовині також у процесі розширення ($3-4$), але за вищої температури T_g . Відведення теплоти для обох циклів реалізується через процес ($1-2$), що відповідає ізотермічному стиску робочої речовини.

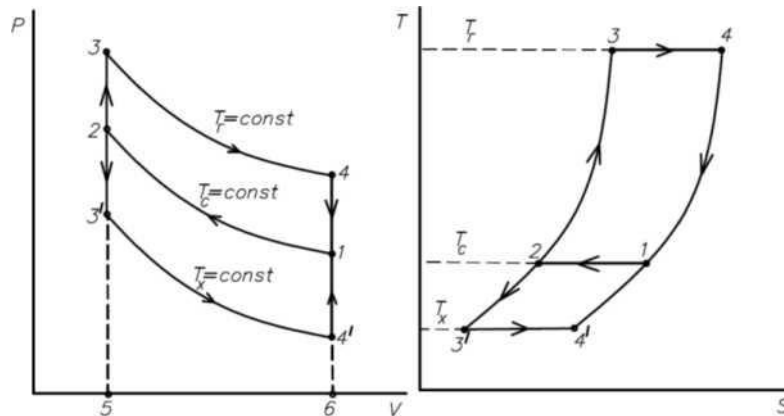


Рисунок 4.7 – Цикл Стірлінга – Філіпса для теплового двигуна і теплового насоса

Як видно з p - V -діаграми, витрати роботи на стискання (площа $1-2-5-6$) є однаковими для теплового двигуна і теплового насоса. Робота, виконана тепловим двигуном (площа $1-2-3-4$), використовується в тепловому насосі (площа $1-2-3'-4'$) для трансформації низькопотенціального тепла з рівня T_x до рівня T_c .

Щоб детальніше розглянути особливості процесу механічної термокомпресії, проаналізуємо зміну параметрів робочого тіла у циліндрично-поршневому вузлі з теплообмінними апаратами (рис. 4.8, а, б).

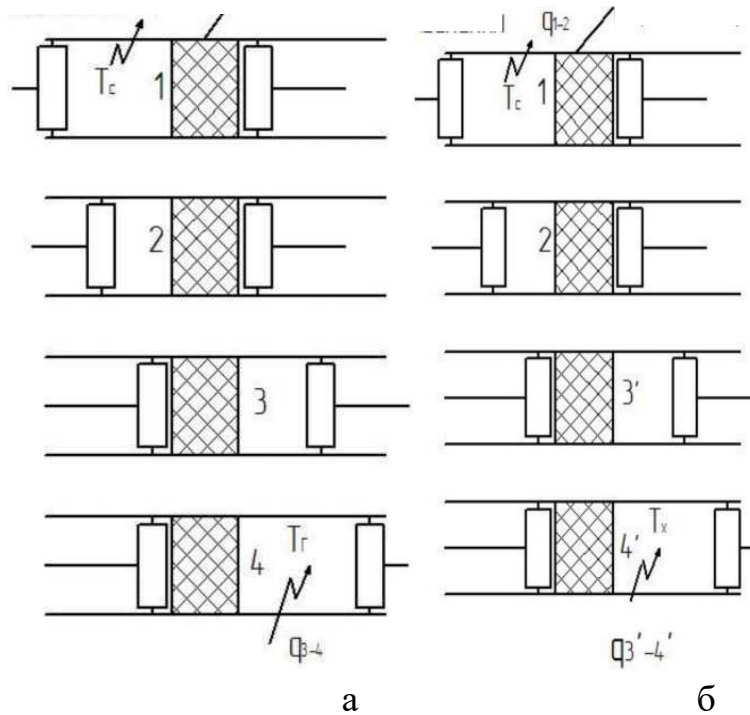


Рисунок 4.8 – Схема реалізації ізотермічно-ізохорного циклу: а – прямий цикл, б – оборотний цикл

На рисунку 4.8, а зображено циліндр із двома поршнями, розташованими протилежно один до одного, між якими знаходиться регенератор. Цей регенератор – металева шпарувата насадка, здатна тимчасово накопичувати та віддавати теплоту. Завдяки такій конструкції між поршнями формуються дві окремі камери:

- 1) камера розширення, яка розташована з боку високотемпературного джерела (T_g);
- 2) камера стиснення, яка знаходиться на боці відведення теплоти (T_c).

Ідеалізоване припущення

Для спрощеного аналізу циклу вважається, що матеріал регенератора має нульову теплопровідність у поздовжньому напрямку, а рух поршнів відбувається без тертя та витоків робочого тіла.

Послідовність фаз робочого процесу:

1. Стиснення (1–2). На початковому етапі лівий поршень (у камері стиснення) розташований у нижній мертвій точці, а правий (у камері розширення) – у верхній мертвій точці. У цей момент робоче тіло заповнює всю камеру стиснення, маючи максимальний об'єм, а його параметри відповідають стану (1) на p - V та T - s -діаграмах (рис. 2.13).

У процесі стиснення (1–2) лівий поршень рухається вгору, зменшуючи об'єм камери, тоді як правий поршень залишається нерухомим. Робоче тіло

стискається з ізотермічним відведенням теплоти до споживача (наприклад, до системи теплопостачання).

2. Переміщення газу через регенератор (2–3). На цьому етапі обидва поршні рухаються синхронно, підтримуючи постійний загальний об'єм між ними. Це змушує робоче тіло проходити крізь регенератор із камери стиснення в камеру розширення.

Під час проходження крізь шпарувату структуру регенератора газ нагрівається за рахунок теплоти, накопиченої в насадці, що спричиняє підвищення температури від T_2 до T_3 , а тиск – від p_2 до p_3 . Процес є ізохорним ($V = \text{const}$).

3. Розширення (3–4). Правий поршень починає рухатися вниз, тоді як лівий залишається нерухомим. Унаслідок цього об'єм газу збільшується, що призводить до зниження тиску від p_3 до p_4 .

Оскільки тепло надходить від зовнішнього гарячого джерела (Q_g), розширення відбувається ізотермічно ($T_4 = T_3 = T_g$).

4. Зворотний процес через регенератор (4–1). Обидва поршні знову рухаються синхронно, підтримуючи незмінний об'єм між ними. Газ переміщується через регенератор у зворотному напрямку – з камери розширення в камеру стиснення.

У цей момент теплота, накопичена в насадці, передається газу, знижуючи його температуру від T_4 до T_1 . Збережена теплова енергія використовується під час наступного циклу у фазі 2–3.

Аналогічне описання процесів, що становлять зворотний термодинамічний цикл можна зробити за рисунком 4.8, б. Різниця полягатиме у вузлових точках. Принциповим також є те, що тепловий потік у процесі розширення 3'–4' підводиться від холодного джерела утилізованої теплоти з температурою ізотермічного процесу $T_4 = T_3 = T_x$.

4.2.5 Цикл термотрансформації за схемою Вюлемьє – Таконіса та ізохорними процесами

Застосування витискного вузла в машинах Стірлінга дозволило Р. Вюлемьє у 1918 році отримати патент на газову холодильну машину з тепловим використанням, яка поєднує прямий і зворотний цикли Стірлінга без необхідності проміжного перетворення теплової енергії гарячого джерела на механічну роботу, що обертає вал і забезпечує термотрансформацію енергії низького потенціалу.

У 1951 році К. Таконіс удосконалив конструкцію Вюлемьє, запропонувавши співвісне розташування витискачів та штоків в одній температурній зоні. Теоретично протягом циклу роботи двигуна така машина

генерує потужність, яка відповідає потребам холодильного обладнання або теплового насоса залежно від призначення зворотного циклу.

Механізм роботи витискачів зазвичай синхронізується за допомогою колінчастого вала з певним фазовим зсувом, водночас витрати енергії на їх переміщення мінімальні – вони потрібні лише для подолання внутрішніх і механічних втрат через тертя.

На рисунку 4.9 подано схему та діаграму робочого циклу машини за конструкцією Вюлемьє – Таконіса.

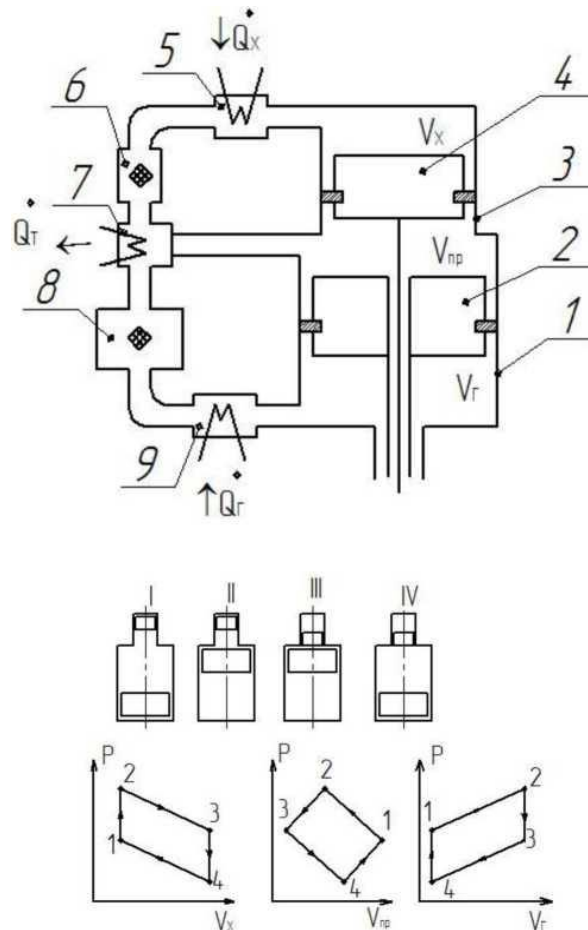


Рисунок 4.9 – Принципова схема і діаграма робочого процесу теплового насоса за циклом Вюлемьє – Таконіса:

- 1 і 3 – теплий і холодний циліндри; 2 і 4 – теплий і холодний витискачі;
- 5 – теплообмінник навантаження від низькопотенціального джерела теплоти;
- 6 і 8 – регенератори холодного і гарячого циліндрів; 7 – теплообмінник відведення теплоти споживачу; 9 – теплообмінник навантаження від джерела теплоти, що гріє

Витискачі (2) і (4) розділяють замкнений об'єм циліндрів на три змінні за об'ємом робочі камери: гарячу (V_r), проміжну (V_p), що складається з об'єднаних частин, та холодну (V_x). Ці камери гідравлічно з'єднані між собою через теплообмінники та регенератори, а завдяки теплообмінникам (9), (7) і (5) машина

інтегрована з джерелами теплоти, що діють на трьох різних температурних рівнях. Завдяки зворотно-поступальному руху витискачів сумарний робочий об'єм та маса газу залишаються незмінними протягом всього циклу. Для спрощення аналізу весь цикл умовно розбито на чотири послідовні процеси, водночас рух витискачів вважається переривчастим.

Фаза I–II (процес 1–2)

За умов, коли холодний витискач затриманий, теплий витискач проштовхує газ із проміжного об'єму через регенератор (8) і теплообмінник (9) до гарячої камери (V_r). Завдяки подачі тепла в регенераторі та теплообміннику температура газу зростає, що супроводжується підвищенням тиску в робочій камері ($P_r > P_i$).

Фаза II–III (процес 2–3)

Під час цього етапу теплий витискач залишається нерухомим у високотемпературній зоні, тоді як холодний витискач переміщується з цієї зони у низькотемпературну. Його рух перетягує газ із проміжної камери до холодної. Одночасно в регенераторі (6) газ охолоджується, а в суміжному теплообміннику відбувається підведення теплоти від джерела з низьким тепловим потенціалом. Однак спільний вплив відведення і підведення теплоти в регенераторі призводить до зниження тиску ($P_2 < P_3$).

Фаза III–IV (процес 3–4)

На цьому етапі холодний витискач, який знаходиться нерухомо в низькотемпературній зоні, забезпечує переміщення газу з гарячої камери (V_r) назад до проміжної камери. Це відбувається за рахунок того, що теплий витискач переходить з високотемпературної зони у низькотемпературну. Водночас відбувається подальше зниження тиску в робочій камері.

Фаза IV–I (процес 4–1)

На завершальному етапі тепловий витискач, що знаходиться нерухомо в низькотемпературній зоні, фіксує свою позицію, а холодний витискач перетягує газ із холодної камери до проміжної. Водночас відбувається певне підвищення тиску ($P_1 > P_4$).

Таким чином, кожна з чотирьох фаз циклу характеризується поступовим переміщенням газу між камерами з відповідними змінами теплових і тискових умов, що забезпечує ефективну роботу машини без зміни загального об'єму або маси газу.

4.3 Теплові насоси на базі струминної термокомпресії

4.3.1 Пароежекторні теплові насоси

Принцип струминної термокомпресії у ПЕТН полягає у використанні тепла як зовнішнього високотемпературного, так і низькопотенціального джерел для інтенсивного пароутворення робочої речовини. У результаті утворюються парові струминні потоки, взаємодія яких забезпечує потрібну термотрансформацію. Цей процес відбувається в пристрої, який називають загальним терміном «ежектор».

У межах ежектора відбувається інтенсивне змішування двох потоків, що мають різні початкові температури і тиски, з подальшим енергетичним обміном і формуванням змішаного потоку з проміжними термічними характеристиками. Залежно від поставленої задачі окремий ежектор може працювати як вакуумний насос або як струминний компресор.

Під час термодинамічного аналізу ежекторних термотрансформаторів цей пристрій часто розглядають як комбінацію умовної турбіни та компресора, де частина, що виконує роль турбіни, є пристроєм для розгону струменя. Ежекторні теплові насоси і холодильні установки можуть експлуатувати будь-які робочі речовини: на практиці застосовуються як пароводяні версії, так і установки з HFC- та HCFC-робочими речовинами.

Незважаючи на універсальність у застосуванні робочих речовин і режимів роботи, ежекторні термотрансформатори відзначаються відносно низькою ефективністю, що зумовлена значними енергетичними втратами під час процесів перетворення безпосередньо в ежекторі. Проте аналіз оптимальних умов експлуатації пароежекторних теплових насосів свідчить, що їх доцільно застосовувати в умовах, коли джерело тепла для генерації пари високого тиску належить до вторинних або природних відновлюваних ресурсів, таких як сонячна енергія. Крім того, недолік низької ефективності компенсується високою надійністю, відсутністю рухомих частин і мастила, що забезпечує тривалий термін експлуатації.

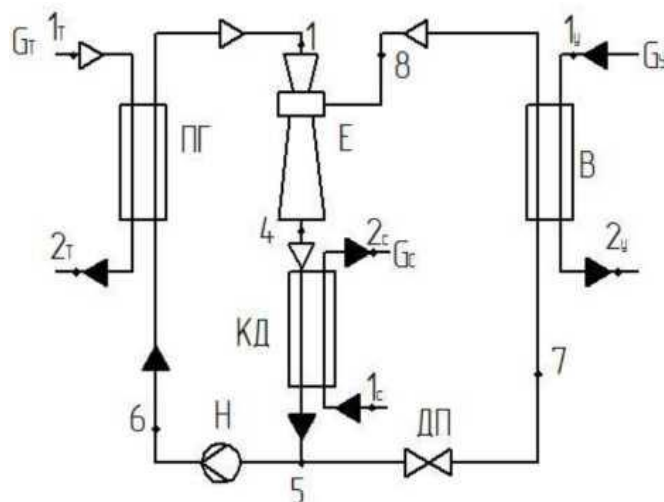


Рисунок 4.10 – Принципова схема пароежекторного теплового насоса

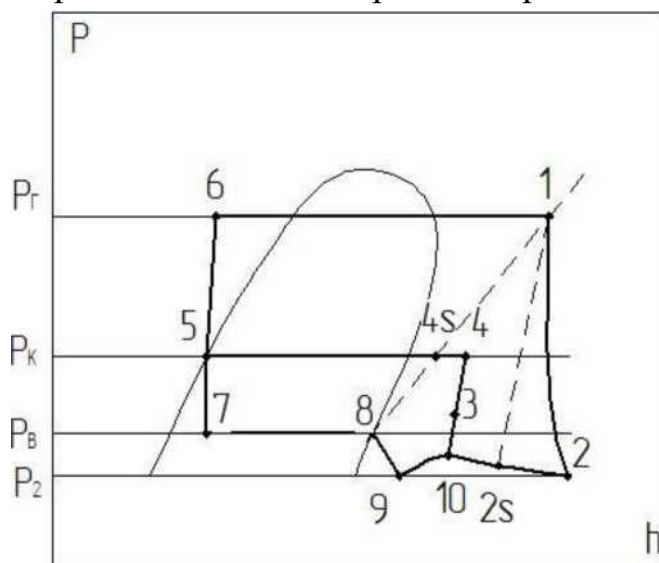


Рисунок 4.11 – Цикл схема пароежекторного теплового насоса

У випарнику відбувається утворення пари робочої речовини за тиском (P_v), що аналогічно процесам у звичайних теплових насосах. Цей процес здійснюється за рахунок використання теплоти низького потенціалу, отриманої з техногенного або природного джерела, що характеризується певною масовою витратою (G_u), із переходом параметрів від початкового стану (1) до стану (2).

Окрім того, пасивний паровий потік (8) подається до ежектора через спеціально сконструйоване сопло або канал. В результаті всередині ежектора відбувається інтенсивне змішування потоків, що призводить до утворення змішаного потоку (4), який надходить до конденсатора. Тут, у процесі теплообміну, відбувається охолодження та конденсація (процес 4–5).

Рідкий конденсат, що має тиск (P_k), поділяється на два потоки: активний, який спрямовується через парогенератор, і пасивний, що повертається до випарника. Активний потік отримує необхідне підвищення тиску завдяки роботі конденсатного насоса, що забезпечує досягнення потрібного рівня в парогенераторі, а пасивний потік, пройшовши через дросельний елемент,

розширюється до таких значень тиску та температури, які відповідають умовам кипіння робочої речовини у випарнику.

4.3.2 Тепловий насос із використанням струминного термокомпресорного модуля

Аналіз схемних рішень усіх розглянутих типів термокомпресорних теплових насосів свідчить про необхідність використання теплообмінного апарата для передачі енергії від внутрішнього гарячого джерела у вигляді теплоти. Ця енергія забезпечує або випаровування робочої речовини, або її нагрівання в умовах транскритичного циклу. У такій конфігурації процес теплопередачі відбувається поза межами ежектора, який є ключовим вузлом системи, де взаємодія енергетичних потоків формує змішаний потік із заданими параметрами теплонасосного режиму.

Принцип струминної термокомпресії, вперше описаний В. М. Марченком [18], знайшов застосування у термотрансформаторах, що працюють як теплові насоси та холодильні машини [19–23].

Головна концептуальна відмінність запропонованого підходу від традиційного пароежекторного теплового насоса полягає в тому, що випаровування робочої речовини відбувається безпосередньо в зоні сопла активного потоку ежектора. Енергія, необхідна для релаксації крапельної рідини в насосі та теплообміннику-підігрівачі, забезпечує ефективність цього процесу (рис. 4.12).

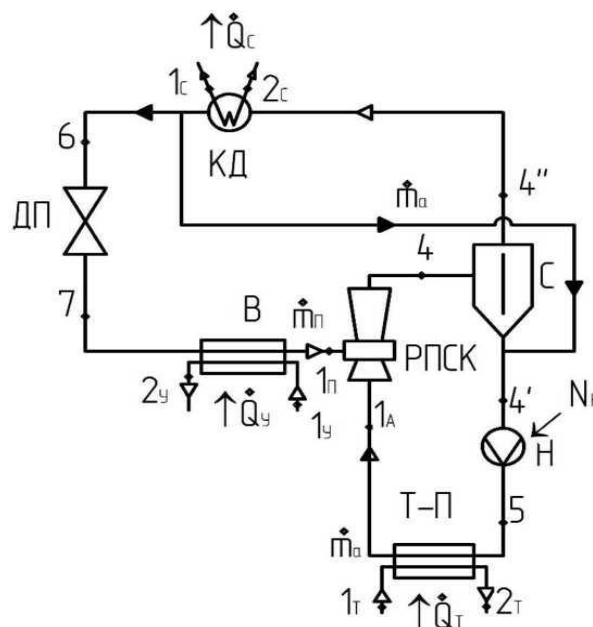


Рисунок 4.12 – Принципова схема теплового насоса зі струминним термокомпресорним модулем (СТК-модуль):

РПСК – рідинно-паровий струминний компресор; С – сепаратор; Н – насос циркуляційного контура; Т-П – теплообмінник-підігрівач; КД – конденсатор тепло-постачання; ДП – дросельний пристрій; В – випарник



Елементи СТК-модуля з'єднані між собою, утворюючи замкнений

Цей тип тепловикористовувального теплового насоса згідно

У ролі робочого агента можуть використовуватися як природні речовини, такі як вода (H_2O) і аміак (NH_3), так і синтетичні хладони (HFC-типу). Водночас адсорбентами є як природні, так і штучно створені матеріали з розвиненою шпаруватою структурою, зокрема активоване вугілля, вуглецеве волокно, силікагель, алюмогель, різні природні та синтетичні цеоліти тощо. Залежно від конструктивних особливостей системи адсорбент може бути представлений у вигляді гранульованої засипки або у вигляді покриття, нанесеного на оребрєні теплообмінні поверхні.

Термохімічна компресія, що відбувається в адсорбційному тепловому насосі, є циклічним процесом, у якому взаємодія агєнту та адсорбєнту змінюється в часі. Під час опису теплового процесу виділяють дві основні фази – адсорбцію та десорбцію. Адсорбція супроводжується виділенням теплоти і пов'язана з процесами мікроконденсації парів агєнту в шпарах адсорбєнту, що зумовлено силами поверхневого тяжіння.

Для ефективної реалізації процесу фізичної адсорбції необхідно забезпечити відведення теплоти від адсорбєнту до зовнішнього, більш холодного джерела. Якщо ж теплота не буде відводитися, процес поглинання швидко згасне, що унеможливить ефективну термотрансформацію енергії низькопотєнційного теплового джерела.

Передаєна теплота відіграє ключову роль у забезпеченні теплового балансу системи. Вона містить:

- теплоту, що передається до зовнішнього джерела, яке нагріває робоче середовище споживача;
- теплоту, що додається до парового потоку, який утворюється у випарнику;
- теплоту, що вивільняється в результаті екзотермічної реакції фізичної адсорбції.

На рисунку 4.14, а подано схему, що ілюструє характер злиття теплових потоків у адсорбері під час фази адсорбції.

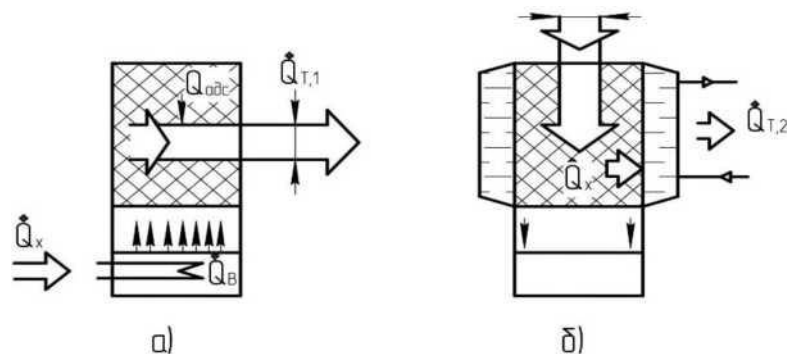


Рисунок 4.14 – Схеми теплових потоків в адсорбційному тепловому насосі:
а – фаза адсорбції, б – фаза десорбції

Якщо весь необхідний обсяг адсорбенту зосереджений у єдиному апараті, що називається «реактором», процеси адсорбції та десорбції відбуватимуться по чергово, тобто будуть розмежовані у часі. У такій конфігурації тривалість фази адсорбції («зарядження») може значно перевищувати тривалість десорбційного процесу («розрядження»), що є типовим для роботи теплового насоса в режимі холодильної машини.

На рисунку 4.15 подано принципову схему однореакторного теплового насоса, яка ілюструє ключові етапи функціонування цієї системи.

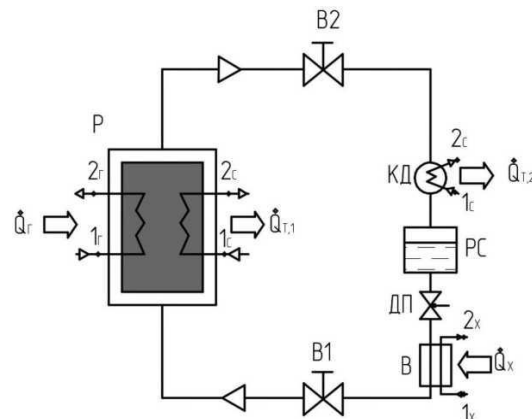


Рисунок 4.15 – Принципова схема АДТН (адсорбційного теплового насоса):
Р – реактор; КД – конденсатор; РС – ресивер; В – випарник; ДП – дросельний пристрій; B1, B2 – вентилі зі зворотним клапаном

Питання для самоконтролю

1. Який принцип роботи термокомпресійних теплових насосів і чим вони відрізняються від парокомпресійних систем?
2. Які основні компоненти конструкції термокомпресійного теплового насоса?
3. Яка роль компресора та випарника в термокомпресійних системах?
4. Які типи термокомпресійних насосів використовуються в промисловості та побуті?
5. Який вплив температури навколишнього середовища на роботу термокомпресійного теплового насоса?
6. Які переваги та недоліки термокомпресійних теплових насосів порівняно з іншими типами?
7. Як вибір робочого тіла впливає на ефективність термокомпресійного насоса?
8. Які заходи підвищення енергоефективності застосовуються у термокомпресійних системах?
9. Які типи компресорів найчастіше використовуються в термокомпресійних установках?

10. Як впровадження нових технологій впливає на підвищення продуктивності термокомпресійних теплових насосів?

5 АБСОРБЦІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ

5.1 Загальні відомості

Абсорбційні теплові насоси (АТН) є складними термодинамічними системами, у яких поєднуються прямий і зворотний цикли. В їхній роботі використовується робочий розчин, що складається з двох або трьох компонентів. Найпоширенішими є водоаміачні та сольові розчини, причому для теплонасосних режимів найефективнішими вважаються сольові. У світовій практиці найбільш розповсюдженим є водний розчин броміду літію ($\text{H}_2\text{O} + \text{LiBr}$), де вода виступає в ролі холодоагенту, а бромід літію – абсорбенту.

Абсорбент забезпечує реалізацію прямого термодинамічного циклу, тоді як холодоагент – зворотного. До основних вимог до абсорбенту належать:

- здатність швидко й повністю розчиняти в собі холодоагент;
- значно вища температура кипіння порівняно з холодоагентом.

Абсорбційні теплові насоси поділяються на знижувальні (відповідають схемі абсорбційної холодильної машини) та підвищувальні (працюють у зворотному режимі, якщо температура джерела тепла об'єкта вища за температуру гріючого середовища). За способом отримання теплоти вони можуть мати парове (водяне) або вогняне нагрівання. Також вони відрізняються за теплодинамічним циклом: одноступеневі, двоступеневі з регенерацією розчину, двоступеневі з абсорбцією.

Для розрахунків процесів АТН використовують діаграми «концентрація солі (аміаку) – ентальпія», а також математичні моделі й комп'ютерні програми.

Абсорбційні теплові насоси застосовуються для такого:

- опалення та гарячого водопостачання;
- охолодження й нагрівання технологічних процесів у промисловості, енергетиці, аграрному секторі тощо;
- комбінованого виробництва тепла і холоду.

Переваги АТН над парокомпресійними насосами:

- високий коефіцієнт перетворення енергії ($\text{COP} = 1,6\text{--}1,8$);
- висока теплова потужність ($1\text{--}5 \text{ МВт}$);
- екологічність (зменшені викиди CO_2 на одиницю теплопродуктивності);

- безшумність завдяки відсутності компресорного обладнання.

Недоліки:

- висока металомісткість;
- необхідність роботи у вакуумних умовах (для бромисто-літійових систем);
- підвищена корозійна активність бромистого літію.

5.2 Абсорбційні теплові насоси знижувального типу

Абсорбційні теплові насоси знижувального типу працюють за схемою абсорбційної холодильної машини в режимі використання для випарника утилізованого середовища з температурним потенціалом, близьким до рівня навколишнього середовища.

В абсорбційному тепловому насосі наявне поєднання прямого і зворотного термодинамічного циклів. Для ідеальних процесів енергоперетворень це рішення наведене на рисунку 5.1 у координатах температура – питома ентропія.

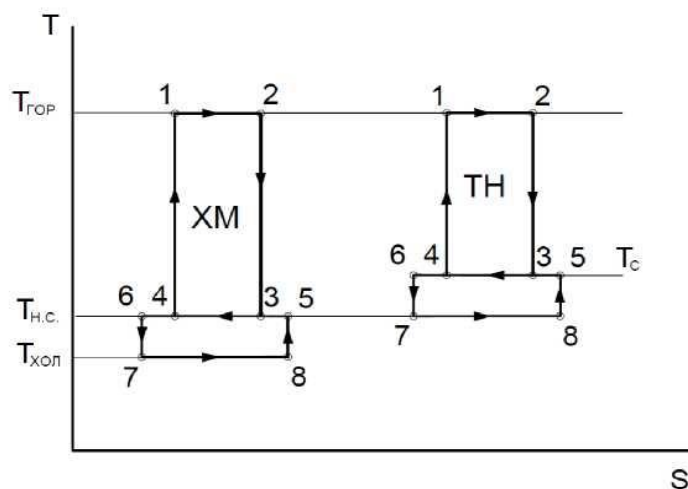


Рисунок 5.1 – Суміщення прямого і зворотного циклів тепловикористовувального термотрансформатора в режимі холодильної машини (XM) і теплового насоса (TH)

На рисунку 5.2 подано принципову схему абсорбційного теплового насоса знижувального типу, який працює на водному розчині броміду літію (LiBr).

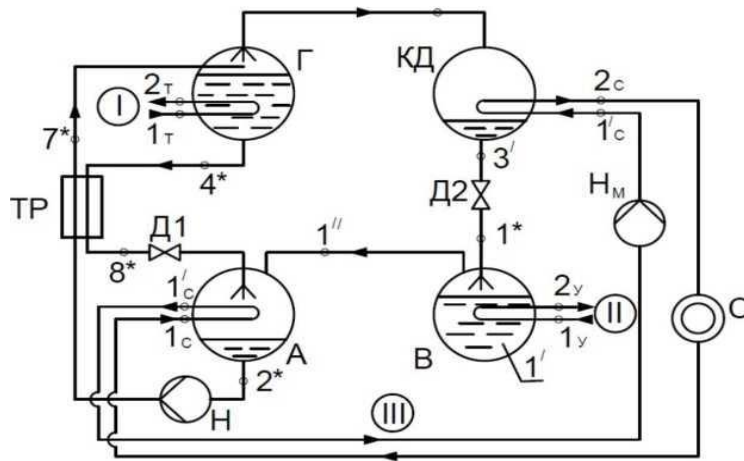


Рисунок 5.2 – Схема абсорбційного бромисто-літєвого знижувального теплового насоса: Г – генератор; КД – конденсатор; В – випарник; А – абсорбер; Н – насос міцного розчину (за Н20); ТР – теплообмінник розчинів; Д1, Д2 – дросельні пристрої; С – споживач теплового навантаження (теплова мережа); Нм – насос мережної води; I – потік гріючого теплоносія; II – потік гріючого середовища; III – циркуляційний контур середовища споживача теплового навантаження

В абсорбційному термотрансформаторі процеси підведення та відведення теплоти є неізотермічними, а зміни тиску супроводжуються зростанням ентропії. Важливу роль у цьому процесі відіграють кипіння розчину та абсорбція парів холодоагенту, що фактично реалізують хімічну термокомпресію.

Процеси абсорбції супроводжуються виділенням теплоти, що сприяє підвищенню температури конденсації. Це дозволяє ефективніше використовувати теплову енергію в реальних умовах роботи теплового насоса.

Отже, тепловий насос абсорбційного типу містить чотири основні компоненти: генератор (Г), конденсатор (КД), випарник (В) і абсорбер (А), а також допоміжне обладнання, таке як теплообмінник розчину, насоси та дросельні пристрої. Його основне призначення – нагрів теплоносія для подачі в опалювальну мережу (С).

Принцип роботи цього насоса такий:

1. У генераторі (Г) кипить концентрований розчин абсорбенту (наприклад, LiBr) завдяки підведенню теплоти від зовнішнього джерела. Це кипіння відбувається за сталого тиску, водночас розчин поступово втрачає холодоагент, що підвищує його температуру кипіння.

2. Утворена пара холодоагенту прямує у конденсатор (КД), де вона конденсується завдяки відведенню теплоти до мережевої води, що циркулює насосом (Нм).

3. Оскільки температура кипіння холодоагенту й абсорбенту відрізняється на 200–300 °С, то пари, що потрапляють у конденсатор, складаються майже повністю з холодоагенту, а конденсація відбувається за сталої температури і тиску.

Ця особливість дозволяє ефективно використовувати абсорбційний тепловий насос у системах опалення й гарячого водопостачання.

5.3 Абсорбційні теплові насоси підвищувального типу

У теплових насосах, що використовують теплоту, відбувається комбінування прямого та зворотного циклів, які відповідають моделі Карно – Карно. Це поєднання є характерним для абсорбційних теплових насосів із підвищенням температури, що відображено на рисунку 5.3.

Стрілками показано, як необхідну кількість ексергії передають із прямого циклу у зворотний. Абсорбційний тепловий насос умовно можна поділити на два взаємодоповнюючі блоки:

1. Термохімічний модуль у режимі компресії. Цей блок містить генератор, абсорбер, дросельний пристрій, насос і супутні елементи, що розташовані на лініях міцного та слабкого розчинів. Саме у цьому модулі реалізовано прямий термодинамічний цикл, який здійснює стиснення холодоагенту для подальшого використання у зворотному циклі.

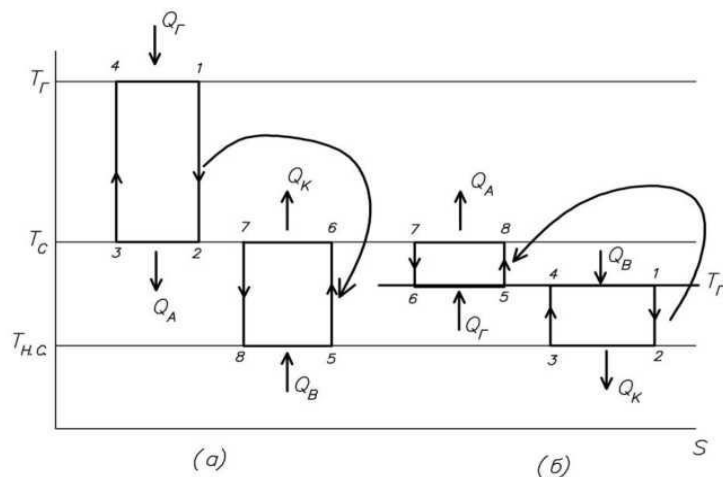


Рисунок 5.3 – Суміщення прямого і зворотного циклів для знижувального (а) і підвищувального (б) абсорбційних теплових насосів:

$T_G, T_{G'}$ – температури теплоносія генератора для знижувального та підвищувального теплових насосів; T_C – температура середовища споживача теплового навантаження (нагрівальним середовищем); $T_{H.C.}$ – температура утилізованого середовища (холодного джерела); (j, Q_A, Q_K, Q_B – теплові потоки генератора, абсорбера, конденсатора і випарника; 1,2,3,4 – вузлові точки процесів прямого циклу; 5, 6, 7, 8 – вузлові точки зворотного циклу

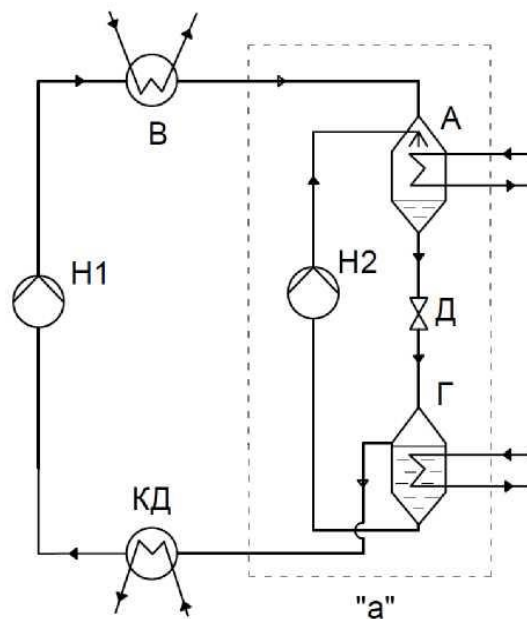


Рисунок 5.4 – Схема АБТН підвищувального типу з виділенням «термохімічного модуля»:

«а» – термохімічний модуль; А – абсорбер; Г – генератор; КД – конденсатор; В – випарник; Н1, Н2 – насоси; Д – дросельний пристрій

2. Основний процес формується шляхом з'єднання конденсатора, дросельного пристрою, випарника та інших допоміжних компонентів, що знаходяться у лінії холодоагенту. У поєднанні з термохімічним модулем цей процес забезпечує зворотний термодинамічний цикл.

За умовною класифікацією ця схема може бути розбита на дві основні частини:

1. Термохімічний модуль у режимі декомпресії. Цей блок містить адсорбер, генератор, дросельний пристрій і насос (Н₂), а також інші компоненти, що забезпечують циркуляцію міцного і слабкого розчинів. Саме тут формується зворотний термодинамічний цикл, який працює за рахунок енергії, отриманої з прямого циклу.

2. Основний процес. Цей процес об'єднує конденсатор, насос (Н₁), випарник та додаткові елементи, що знаходяться на лінії холодоагенту. У комплексній роботі з термохімічним модулем у режимі декомпресії він реалізує прямий термодинамічний цикл на низькокиплячому компоненті суміші (холодоагенті).

Термохімічний розширювальний процес. Цей процес аналогічний розширенню пари в паровій турбіні, де різниця тиску між абсорбером та генератором визначає зміну ентальпії. Завдяки послідовності процесів абсорбції та десорбції зворотний термодинамічний цикл у термохімічному модулі переносить тепло з нижчого потенціального рівня (у генераторі) на вищий

(в абсорбері), після чого тепло абсорбції подається споживачу теплового навантаження.

Питання для самоконтролю

1. Який принцип роботи абсорбційного теплового насоса і як він відрізняється від компресійного насоса?
2. Які основні компоненти абсорбційного теплового насоса та їхні функції?
3. Які робочі тіла найчастіше використовуються в абсорбційних системах (наприклад, вода – аміак або вода – літійбромід)?
4. У чому полягає основна роль абсорбера та генератора в тепловому циклі насоса?
5. Як впливає температура джерела тепла на ефективність абсорбційного теплового насоса?
6. Які переваги абсорбційних теплових насосів порівняно з компресійними установками?
7. Які недоліки та обмеження характерні для абсорбційних теплових насосів?
8. У яких галузях та для яких потреб найчастіше застосовуються абсорбційні теплові насоси?
9. Як можна підвищити ефективність абсорбційного теплового насоса за допомогою сучасних технологій?
10. Які перспективи розвитку абсорбційних теплових насосів у контексті енергоефективності та екологічності?

6 КОМПРЕСОРНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ

6.1 Загальні відомості

Повітря (R729)

Розвиток кліматичної техніки, зокрема холодильних машин, теплових насосів та систем кондиціонування починався із застосування повітря як робочої речовини. Перший пристрій, що працював за принципом компресійного холодильного циклу на основі повітря, був запропонований і сконструйований Джоном Горі (США) 1849 року. Найважливішими перевагами використання повітря є його абсолютна екологічна чистота та відсутність експлуатаційних витрат, що робить його незамінним у ролі натурального робочого тіла.

У 1936 році К. Чемберлен (Германія) висунув ідею застосування повітря в режимах роботи теплових насосів, що функціонують як підвищувальні термотрансформатори. Проте, незважаючи на низку переваг, повітря має суттєві термодинамічні обмеження:

- низьку питому теплоємність;
- високий питомий об'єм в умовах всмоктування в компресор;
- практичну нестачу дросельного ефекту у температурному діапазоні теплонасосного режиму.

Через невелику теплоємність для передачі еквівалентного теплового навантаження потрібно забезпечувати значно вищу масову витрату повітря, що в поєднанні з великим питомим об'ємом (v_1) веде до надмірно великої об'ємної продуктивності компресора ($V_1 = m_1 \cdot v_1$). Оскільки параметри повітря в тепловому насосі розташовані у сфері ідеально-газового стану, а температура майже не змінюється під час дроселювання, доцільніше переходити від цього процесу до розширення у детандері. Таким чином, для реальних теплових насосів, що працюють на повітрі, необхідно використовувати агрегати динамічного принципу, які поєднують компресію та розширення в детандері, забезпечуючи необхідну компактність конструкції.

Вода (R718)

Як і повітря, вода та її пара належать до екологічно чистих робочих речовин. Однак специфічні термодинамічні властивості води (R718) створюють суттєві труднощі в ефективній роботі парокомпресорних теплових насосів. Основною проблемою є значні об'єми пари та високі співвідношення тиску, що ускладнює реалізацію циклу.

Варто також зазначити, що цикл теплового насоса на воді відбувається в умовах вакууму як у випарнику, так і в конденсаторі, що значно підвищує вимоги до компресорного устаткування та теплообмінних апаратів. До того ж корозійні властивості води вимагають використання спеціальних конструкційних матеріалів для забезпечення надійності та довговічності обладнання.

Використання діоксиду вуглецю (R744) у теплових насосах ґрунтується на його винятковій безпечності: він не горючий, нетоксичний, не руйнує озоновий шар (ОДР = 0) і має найнижчий потенціал глобального потепління (GWP = 1). До того ж R744 доступний у необмежених кількостях і відносно дешевий.

Діоксид вуглецю характеризується низкою унікальних теплофізичних властивостей. Зокрема, його нормальна температура кипіння (сублімації) становить $-78,4^{\circ}\text{C}$, що призводить до високого тиску в області насичення. Цей високий тиск разом з іншими особливостями R744 унеможливорює застосування стандартного холодильного та теплового обладнання, розрахованого на інші

холодоагенти.

Крім того, в циклі на R744 після компресора температура газу досить висока і не залежить жорстко від тиску, як це спостерігається в парокомпресійних теплових насосах. Під час охолодження газоподібного діоксиду в критичній області відбувається значне зниження температури, що дозволяє нагрівати теплоносії на велику різницю температур.

До переваг використання діоксиду вуглецю в циклах теплових насосів належать:

- **висока щільність пари на всмоктуванні (p_1)** та значна питома теплова потужність ($Q_v = ta/p_1$) сприяють скороченню вимог до об'ємної продуктивності та зменшенню розмірів компресора;

- **невелике відношення тисків у циклі** забезпечує вигідні умови для енергоефективної роботи і спрощує конструкцію компресора (допустимо використання одного ступеня стиснення для турбокомпресора);

- **високий рівень тиску та густина R744 у транскритичній області** дозволяють зі збереженням аналогічних параметрів відносного гідроопору (D_r/p) порівняно із синтезованими холодоагентами досягати вищих швидкостей потоку, що веде до зменшення прохідних перетинів каналів і діаметрів труб;

- **високі масові швидкості потоку діоксиду вуглецю** в теплообмінних апаратах забезпечують досягнення значних коефіцієнтів тепловіддачі та зменшення габаритів теплообмінників;

- **вуглекислотний цикл теплового насоса** дозволяє збільшити частку роботи розширення в циклі, що створює умови для використання детандера і, як наслідок, підвищення коефіцієнта ефективності (COP);

- **ці властивості дають можливість** розробляти теплові насоси, здатні забезпечувати роботу із вищими температурами нагрівального середовища і досягати теплопродуктивності в межах 40–50 МВт на один агрегат.

6.2 Розімкнений цикл повітряного теплового насоса

Використання повітря як робочого середовища в тепловому насосі дозволяє реалізувати функціонування машини за розімкненим циклом. Схема такого теплового насоса зображена на рисунку 6.1.

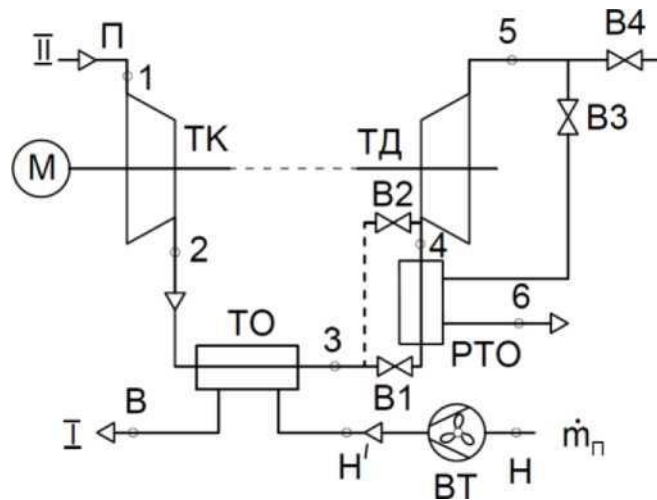


Рисунок 6.1 – Схема циклу повітряного теплового насоса:
 ТК – турбокомпресор; ТД – турбодетандер; ТО – теплообмінник;
 РТО – регенеративний теплообмінник; В1, В2, В3, В4 – замикальні вентиля; VT – вентилятор; I – середовище, що нагрівається (припливне повітря);
 II – витяжне повітря

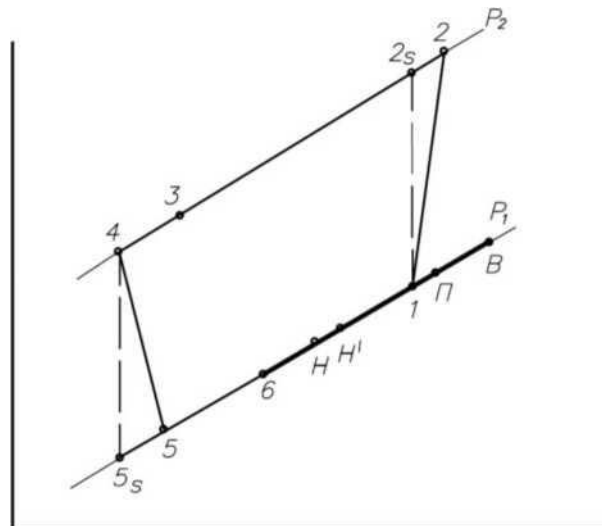


Рисунок 6.2 – Цикл повітряного теплового насоса

Ця схема орієнтована на використання теплоти, що виникає під час нагрівання припливного повітря, для опалення об'єктів повітряного теплопостачання (сушильні камери, виробничі приміщення, культурно-спортивні комплекси тощо). Водночас витяжне повітря, що надходить з опалюваних об'єктів, подається у цикл із початковою температурою (ТП), яка перевищує температуру повітря на вході в теплообмінник (ТН').

Основне нагрівання припливного повітря в теплообміннику (процес Н' – В) забезпечується за рахунок охолодження витяжного повітря після його стиснення в компресорі (процес 2–3). Для зменшення енергоспоживання, пов'язаного з виконанням цього циклу, в схемі передбачено розширення стисненого повітря після теплообмінника в детандері. За певних зовнішніх умов

стиснений газ після основного теплообмінника може спрямовуватися до регенеративного теплообмінника, а звідти – до детандера, що здійснюється шляхом перемикання потоків із допомогою відповідної замикальної арматури.

Здебільшого як компресор, так і детандер реалізуються за допомогою турбомашин (пристроїв динамічного принципу дії), які інтегруються з валопривідними агрегатами, що дозволяє зменшити встановлену потужність приводного двигуна.

Під час розрахунків систем повітряного теплопостачання використовують дві моделі стану повітря:

- **однокомпонентний газ (сухе повітря)** – модель із сталою теплоємністю, яка зазвичай застосовується у більшості методик, присвячених аналізу повітряних термотрансформаторів [3, 4, 5];

- **бінарна газова суміш (сухе повітря + водяна пара = вологе повітря)** – ця модель враховує наявність водяної пари, що є особливо важливим у процесах охолодження, розширення в соплах і детандерах.

Якщо в повітрі міститься водяна пара, її вплив має бути обов'язково врахований, адже конденсація або десублімація можуть змінювати масову витрату повітряного потоку та перетин прохідних каналів, що, зі свого боку, може призводити до небажаних ефектів та розрахункових похибок. Використання параметру «вологівміст – повітря» дозволяє працювати із питомими характеристиками віднесно одного кілограма сухого повітря. Таким чином, зміна масової витрати вологого повітря замінюється на зміну його вологовмісту.

6.3 Тепловий насос із використанням R718

Схема теплового насоса з використанням води як робочого середовища подана на рисунку 6.3.

Тепловий насос із використанням R718 (води) як робочого тіла є екологічно чистим та безпечним рішенням для систем теплопостачання та охолодження. Вода не містить шкідливих хімічних сполук і має високий коефіцієнт теплоємності, що забезпечує ефективне перенесення теплоти. Однак через низький тиск випаровування вона потребує спеціальних конструктивних рішень, таких як вакуумні компресори та розширені теплообмінні поверхні. Завдяки сучасним технологіям R718 знаходить застосування у високотемпературних теплових насосах та промислових системах утилізації тепла, сприяючи зменшенню енергоспоживання та викидів CO₂.

Однією з ключових переваг теплових насосів на R718 є їхня здатність працювати за високих температур нагріву, що робить їх особливо ефективними для промислового використання. Хоча технологія потребує складніших технічних

рішень, її екологічна безпека та енергоефективність виправдовують впровадження в сучасні системи теплопостачання.

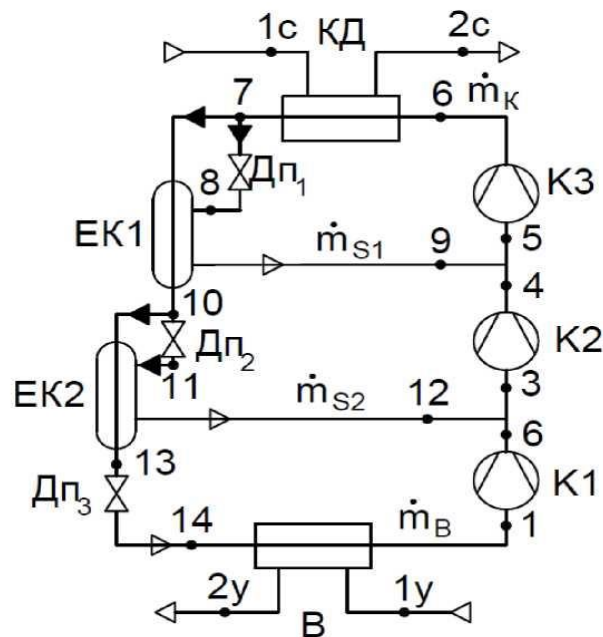


Рисунок 6.3 – Схема теплового насоса на R718:
К1, К2, К3 – компресорні ступені; КД – конденсатор; В – випарник;
ЕК1, ЕК2 – економайзери; ДУ1, ДУ2, ДУ3 – дросельні пристрої

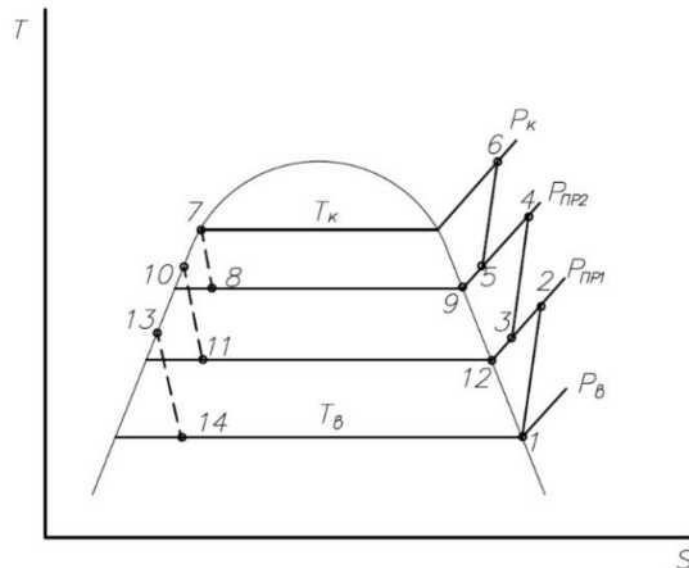


Рисунок 6.4 – Цикл теплового насоса на R718

У цій схемі процес стиснення водяної пари здійснюється у три етапи, причому міжступеневе охолодження є частковим і відбувається за рахунок подачі сервісних потоків після економайзерів (m_{s1} , m_{s2}). Відмінною рисою цього циклу є те, що масова витрата робочого середовища неоднакова на різних стадіях компресії.

Зважаючи на низьку вартість води як холодоагента, доцільним є також використання схеми, в якій охолодження пари після першого та другого ступенів здійснюється у проміжних ємностях. Подібний підхід застосовується в багаступеневих аміачних холодильних установках. Схематичне зображення та теоретичний цикл такого теплового насоса наведено на рисунку 6.5.

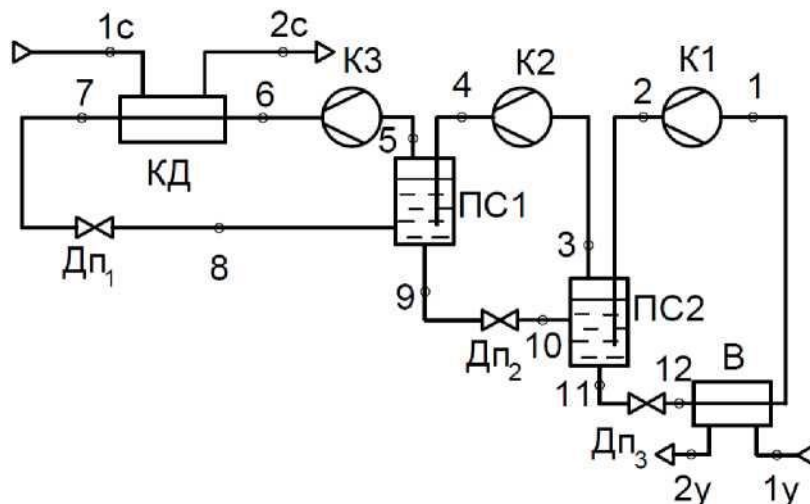


Рисунок 6.5 – Схема триступеневого теплового насоса з повним проміжним охолодженням:

K1, K2, K3 – компресорні ступені; КД – конденсатор;
В – випарник; ПС1, ПС2 – проміжні судини; ДП1, ДП2, ДП3 – дросельні пристрої

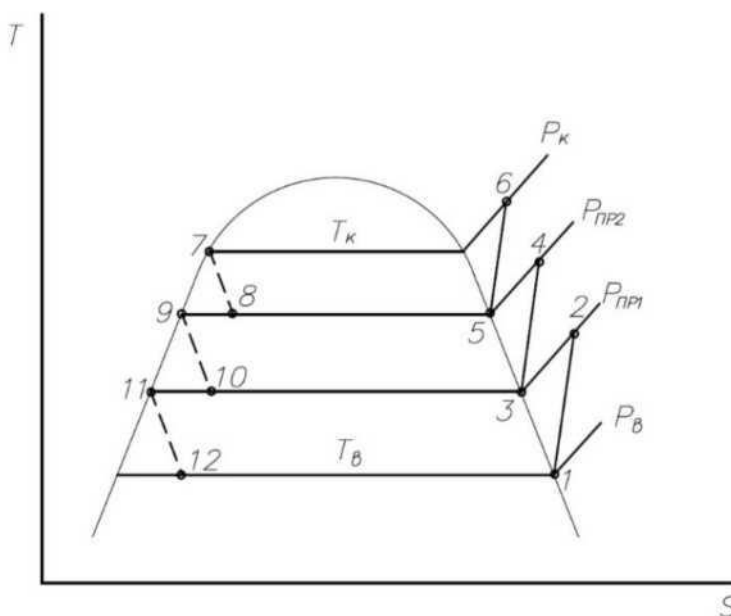


Рисунок 6.6 – Цикл триступеневого теплового насоса з повним проміжним охолодженням

Повне охолодження після першого і другого ступенів компресії досягається завдяки барботажу пари через холоднішу рідину фазу в спеціально

організованих проміжних посудинах. Виділена під час цього процесу тепла енергія використовується для індукованого кипіння певної частини рідини у процесах 8–5 та 10–3.

6.4 Транскритичні цикли роботи теплового насоса на діоксиді вуглецю

Залежно від способу розширення стисненої робочої речовини умовно виділяють два типи теплових насосів: один із дросельною схемою, інший – з детандерною схемою. Водночас кожен з цих конструкцій можна реалізувати як в одноступінчастій, так і в двоступінчастій схемі, де на першому етапі стиснення використовують двофазний ежектор [6, 7]. Схема теплового насоса, що містить дроселювання перед випарником та застосування регенеративного теплообмінника, подана на рисунку 6.7.

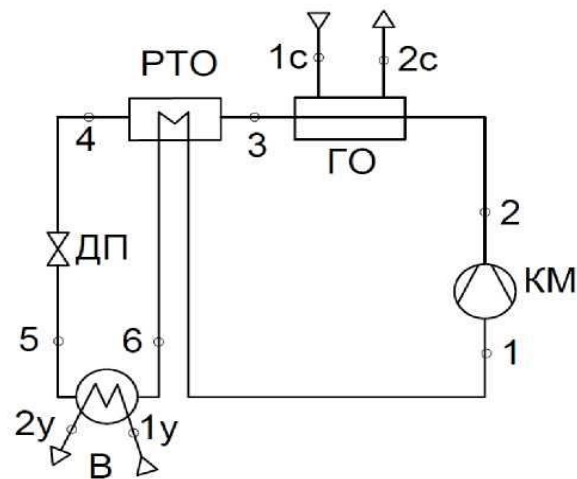


Рисунок 6.7 – Тепловий насос на R744: принципова схема:

КМ – компресор; ГО – газохолодильник; РТО – регенеративний теплообмінник;
ДП – дросельний пристрій; В – випарник

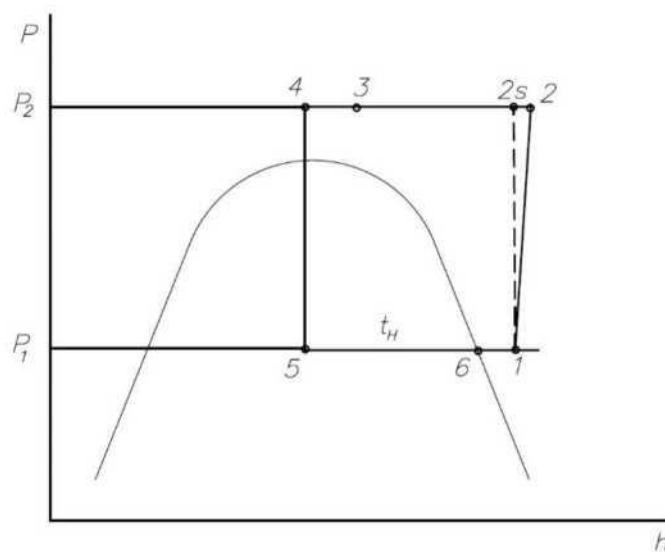


Рисунок 6.8 – Тепловий насос на R744: термодинамічний цикл

Загальна будова циклу майже не відрізняється від схеми, що використовує синтезовані холодоагенти. Основна різниця полягає в тому, що процесу конденсації немає через необхідність стиснення CO_2 до тисків, що перевищують критичний рівень. Функції апарату передачі теплоти споживачу виконує газоохолоджувач у процесі 2–3, завдяки якому мережева вода підігрівається від стану (1с) до стану (2 с).

Встановлення регенеративного теплообмінника у схемі спрямоване на: забезпечення перегріву робочої речовини, що є обов'язковим для компресорів об'ємного типу; зменшення ступеня сухості насиченої пари в кінці процесу дроселювання, що важливо у разі нестачі рідинного відділювача на вході у випарник.

Роль РТО у транскритичному циклі на R744 є більш комплексною, ніж для холодоагентів HFC-типу, оскільки вона впливає як на параметри газоохолоджувача та випарника, так і на загальні показники енергоефективності. Тиск газоподібного R744 після компресора P2 визначається оптимізаційним розрахунком за принципом максимізації коефіцієнта перетворення, а оптимальне значення P2 залежить від: температури кипіння робочої речовини у випарнику (t_B); температур теплоносія (t_{2c} , t_{1c}); ступеня регенерації в циклі; заданої мінімальної різниці температур $t_2 - t_{2c}$.

На відміну від одноступеневого парокомпресорного теплового насоса, що працює в докритичній області, енергетична характеристика установки із циклом у надкритичній області демонструє максимум із певним значеннями P2 за фіксованого рівня P1.

Питання для самоконтролю

1. Які природні робочі речовини найчастіше використовуються в компресорних теплових насосах?
2. У чому переваги використання природних робочих речовин порівняно з синтетичними холодоагентами?
3. Які основні компоненти компресорного теплового насоса та як вони взаємодіють між собою?
4. Як вибір природного холодоагента впливає на ефективність та екологічність теплового насоса?
5. Які компресори найкраще підходять для роботи з природними речовинами (наприклад, CO_2 , аміак, вуглеводні)?
6. Які ризики та проблеми можуть виникати під час використання природних робочих речовин?

7. Як забезпечується безпека експлуатації компресорних теплових насосів на природних речовинах?

8. Який вплив на навколишнє середовище мають природні холодоагенти порівняно із фторвуглецями?

9. Як оптимізувати роботу компресорного теплового насоса з природними робочими речовинами для досягнення максимальної енергоефективності?

10. Які приклади успішного застосування компресорних теплових насосів на природних робочих речовинах існують у промисловості та побуті?

7 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО РОЗРОБКИ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ

Під час розроблення систем із застосуванням теплових насосів варто врахувати такі ключові моменти:

1. Система повинна гарантувати адекватне значення коефіцієнта перетворення енергії для конкретного низькотемпературного джерела, яке зростає зі зменшенням різниці між температурами теплоносія джерела та теплоносія абонентської системи.

2. Теплоенергетичний аналіз свідчить, що доцільно використовувати низькопотенціальні джерела з вищою температурою, а абонентські системи – з нижчими. Приблизно зниження температури теплоносія абонентської системи на 1 °C веде до збільшення коефіцієнта перетворення на близько 2 %.

Під час проєктування систем потрібно забезпечити таке рішення, за якого сезонний коефіцієнт перетворення не опускається нижче за встановлений мінімум.

Температура та, відповідно, тиск у процесі конденсації робочого тіла мають враховувати технічні можливості обладнання для забезпечення високої ефективності роботи системи та продовженого терміну служби, зокрема компресора.

Система теплового насоса повинна бути спроектована із мінімальною кількістю запусків на годину, відповідати технічним вимогам виробника та забезпечувати зручну експлуатацію без необхідності частого обслуговування.

7.1 Повітря – джерело теплової енергії

Під час розробки системи, що використовує теплові насоси, обов'язково враховується мінімальний об'єм повітря, який визначається виробником. Водночас зростання температури навколишнього середовища сприяє підвищенню як ефективності, так і потужності теплового насоса.

Для одномодульних систем (без резервного нагрівача) розрахунок необхідної потужності насоса проводиться з огляду на мінімальну розрахункову температуру зовнішнього повітря відповідно до положень ДБН В.2.5-67:2013 та технічних характеристик, що надаються виробником.

У випадку двомодульних систем температура рівноваги має визначатися з урахуванням обраного режиму роботи – чи то двомодульно-альтернативного, чи двомодульно-паралельного.

Крім того, параметри повітря (як зовнішнього, так і відпрацьованого), яке надходить до випарника теплового насоса, повинні відповідати вимогам чистоти та бути сумісними з технічною документацією виробника.

7.2 Вода – джерело теплової енергії

Під час визначення необхідного об'єму води для теплонасосної установки потрібно враховувати місцеві обмеження доступу до ґрунтових вод. Середню температуру ґрунтових вод можна встановити за даними місцевої адміністрації, шляхом буріння дослідної свердловини або, якщо буріння неможливе, обрати середньорічне значення температури зовнішнього повітря для конкретної місцевості.

Джерело води має забезпечувати безперервну проєктну витрату, необхідну для роботи теплового насоса, водночас обсяг відбору визначається локальними чинниками. Відповідно до ДСТУ Б В.2.5-44:2010, цей об'єм можна встановити шляхом безперервного відбору номінальної витрати протягом достатнього періоду для досягнення квазістаціонарного режиму. Для більших систем теплонасосів обов'язковими є гідрогеологічні дослідження, зокрема буріння випробувальних свердловин.

Вода, що використовується, повинна бути вільною від домішок та агресивних речовин, щоб уникнути засмічення свердловини, а також необхідно вжити заходів для недопущення потрапляння кисню до системи, особливо якщо у воді наявні залізо чи марганець. Необхідно дотримуватися вимог виробника обладнання або, якщо їх немає, використовувати додаток А для визначення довідкових показників якості води.

Якщо вода не відповідає зазначеним вимогам (наприклад, у разі використання морської води), застосовують вторинний контур або систему очищення. Використана вода має бути повернена в навколишнє середовище у чистому вигляді згідно із чинними нормативами, тому необхідно передбачити відповідні заходи щодо її повернення. Водночас свердловина для відбору води повинна розташовуватися перед нагнітальною свердловиною у напрямку потоку ґрунтових вод.

7.3 Ґрунту – джерело теплової енергії

Отримання теплової енергії з ґрунту може бути реалізовано як за допомогою горизонтальних теплообмінників, розташованих безпосередньо під поверхнею, так і через вертикальні контури, встановлені у вигляді свердловин. Під час розроблення таких систем обов'язково враховується мінімальна температура ґрунту на відповідній глибині.

Важливо враховувати зниження температури ґрунту як у результаті активного відбору теплової енергії протягом опалювального періоду, так і через тривалу експлуатацію теплового насоса протягом багатьох років, щоб гарантувати надійну роботу обладнання, економічну ефективність та безпечні умови для навколишнього середовища.

Під час проєктування теплообмінника аналізують термальні характеристики місцевого ґрунту, температуру незайманого ґрунту, а також конструктивні особливості самої системи. Крім того, необхідно враховувати інформацію про вже існуючі поруч свердловини, оскільки чинні норми можуть обмежувати використання ґрунту як джерела теплової енергії (наприклад, через обмеження на глибину буріння або умови використання ґрунтових вод).

7.4 Вимоги до проєктування теплонасосних систем

Під час розроблення систем опалення на базі теплових насосів необхідно врахувати низку ключових положень:

1. Максимізація енергоефективності. Система має бути спроектована для досягнення максимально можливого коефіцієнта перетворення (СКП) відносно обраного джерела теплової енергії. Це забезпечується зменшенням різниці між температурами теплоносія джерела та теплоносія споживача. Оптимальним є використання джерела з вищою температурою та теплоприймача із нижчою температурою (зниження температури теплоприймача на 1 °C сприяє збільшенню СКП приблизно на 2 %).

2. Відповідність нормативним вимогам. Проєкт повинен гарантувати, що СКП не менше мінімальних значень, встановлених чинними нормативами. Якщо конкретних норм немає, використовують мінімальні показники.

3. Мінімізація циклів запуску. Для забезпечення стабільної роботи системи важливо спроектувати її таким чином, щоб кількість стартових циклів була мінімальною (до трьох циклів запуску на годину), що відповідає вимогам технічної документації виробника відповідного теплового насоса.

4. Оптимізація температури конденсації. З метою продовження терміну служби теплових насосів температура конденсації повинна утримуватися на мінімально можливому рівні.

5. Зменшення впливу зовнішніх факторів. Система має бути розроблена так, щоб вплив зовнішніх чинників був мінімальним. Вибраний холодильний агент для теплового насоса повинен мати нульовий потенціал руйнування озону (ПЗО) та низький глобальний потенціал потепління (ПГП), відповідати вимогам стандарту EN 378-1, а також запобігати можливим викидам у атмосферу під час експлуатації або обслуговування.

6. Зручність та безперервність експлуатації. Теплові насоси повинні бути спроектовані таким чином, щоб забезпечувати максимально зручне використання без необхідності постійного обслуговування.

7.5 Експлуатаційні вимоги

Контроль за дотриманням експлуатаційних вимог проводиться як під час впровадження системи опалення в експлуатацію, так і протягом її нормальної роботи. Вимірювання експлуатаційних параметрів дозволяють розрахувати ефективність перетворення теплової енергії тепловим насосом за певний проміжок часу. Серед таких параметрів – приріст температури теплоносія після його проходження через джерело теплової енергії, енергоспоживання та об'ємна витрата (або дані лічильника теплової енергії).

Для полегшення моніторингу та фіксації робочих і енергетично залежних параметрів до трубопроводів (у водяних системах) або повітропроводів (у повітряних системах) встановлюють відповідні вимірювальні прилади, якщо це не було передбачено на заводі виробником теплових насосів.

Якщо під час відбору або відведення теплової енергії використовується проміжний теплоносіє (вода, соляний розчин або холодильний агент), необхідно дотримуватися таких вимог:

1. Прилади для вимірювання температури подачі та повернення теплоносія повинні бути встановлені всередині контуру.

2. У місцях приєднання теплового насоса до системи споживача на подачі або зворотному трубопроводі мають бути передбачені невеликі люки для встановлення витратоміра. Як альтернативний метод допускається використання теплового балансу холодильного агента.

3. Споживана тепловим насосом електрична енергія повинна вимірюватися за допомогою ватметра.

Якщо в процесі відбору або відведення теплової енергії проміжним середовищем теплового насоса є повітря, необхідно дотримуватися таких експлуатаційних вимог:

1. Засоби вимірювання температури повітряного потоку на вході та виході встановлюються безпосередньо всередині контуру для забезпечення точного

контролю робочих параметрів.

2. У конструкції повітропроводів передбачаються технологічні люки, що дозволяють виконувати заміри швидкості повітряного потоку. За необхідності може використовуватися альтернативний метод визначення теплового балансу через холодильний агент.

3. Для контролю енергоспоживання теплового насоса застосовується ватметр, що забезпечує точний облік витрат електроенергії та ефективність функціонування системи.

Питання для самоконтролю

1. Які основні вимоги до проєктування теплонасосних систем?
2. Які нормативні документи регламентують проєктування та експлуатацію теплонасосних систем?
3. Як враховуються кліматичні умови під час вибору типу та потужності теплонасоса?
4. Які вимоги висуваються до вибору робочого тіла в теплонасосних системах?
5. Які енергетичні показники мають бути враховані під час розробки системи?
6. Які методи розрахунку теплової потужності застосовуються під час проєктування теплонасосних установок?
7. Як забезпечується надійність та безпека роботи теплонасосних систем?
8. Які вимоги до системи автоматизації та контролю роботи теплонасосів?
9. Як проводиться оцінка економічної доцільності впровадження теплонасосної системи?
10. Які екологічні аспекти потрібно враховувати під час розробки теплонасосних систем?

8 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ВІДБОРУ ТЕПЛОТИ

8.1 Параметри низькопотенційного джерела теплоти

Під час вибору низькопотенціального джерела теплової енергії необхідно враховувати його доступність, температурні характеристики, енергетичну ефективність, умови можливого відбору та відповідність санітарним нормам.

Найчастіше для отримання теплової енергії застосовується ґрунт, оскільки він забезпечує стабільні температурні параметри та високу ефективність тепловідбору.

Визначення розрахункових температур теплоносія в первинному контурі теплонасосної установки повинно базуватися на сезонних коливаннях температури ґрунту на різних глибинах, що дозволяє оптимізувати роботу системи відповідно до кліматичних умов місцевості. Накопичене в ґрунті тепло – це збережена енергія сонячного випромінювання, а також тепло, яке ґрунт отримує від атмосфери та опадів. Здатність верхніх шарів земної кори накопичувати цю енергію та її подальший відбір для опалення тісно пов'язані з інтенсивністю сонячного потоку, теплофізичними характеристиками ґрунту та регіональними кліматичними умовами.

Під час проектування систем теплових насосів для відбору теплоти враховують мінімальні температури ґрунту на певній глибині, оскільки сезонні коливання температури стають менш помітними з глибиною. Аналіз графіків розподілу температур за глибинами показує, що оптимальне розташування теплообмінників для цього процесу – у верхньому шарі, на глибині від 0,7 до 2,0 метрів від поверхні.

Принцип роботи таких систем базується на тому, що тепло, яке акумулюється в ґрунті, передається через зовнішню поверхню трубчастого теплообмінника, всередині якого циркулює теплоносій – зазвичай це незамерзаючий водний розчин на основі етиленгліколю або іншого антифризу. Далі отримана енергія передається робочому тілу, яке надалі використовується у випарнику теплового насоса для охолодження.

У випадках, коли тепло відбирають за допомогою зондів, встановлених у вертикальних свердловинах глибиною 50–100 метрів, температурний режим ґрунту практично не змінюється залежно від сезонних коливань зовнішньої температури. На глибинах, що перевищують 15 метрів, температура залишається майже стабільною, близько 10 °С.

Найбільший потенціал для акумуляції теплоти має ґрунт, насичений вологою, зокрема глинистий, тоді як високий вміст піску погіршує ефективність процесу. Наприклад, питомий тепловий потік для сухого ґрунту становить приблизно 8–10 Вт/м², для вологого – 20–25 Вт/м², а для гравієво-піщаного – 35–40 Вт/м². Водночас перше значення розраховується для систем гарячого водопостачання, які працюють від 1 800 до 2 400 годин протягом року.

Розподіл температур у масиві ґрунту та рівномірність відбору теплоти залежать як від властивостей самого ґрунту, так і від тривалості експлуатації теплового насоса. Чим довше працює система, тим більше знижується ефективність відбору, що у найпростішому випадку можна оцінити за допомогою

тепловмісту 1 м^3 прилеглого ґрунту. Крім того, нормативні вимоги в окремих регіонах можуть обмежувати використання ґрунту як джерела низькопотенціальної теплоти.

Відбір теплоти може здійснюватися як із застосуванням горизонтальних багатоконтурних теплообмінників, розташованих під поверхнею землі, так і за допомогою вертикальних теплообмінників у свердловинах. Під час експлуатації горизонтальних систем теплообмінники розміщують на глибині $0,8\text{--}2,0$ метрів, а для вертикальних – використовують свердловини з глибиною $50\text{--}100$ метрів.

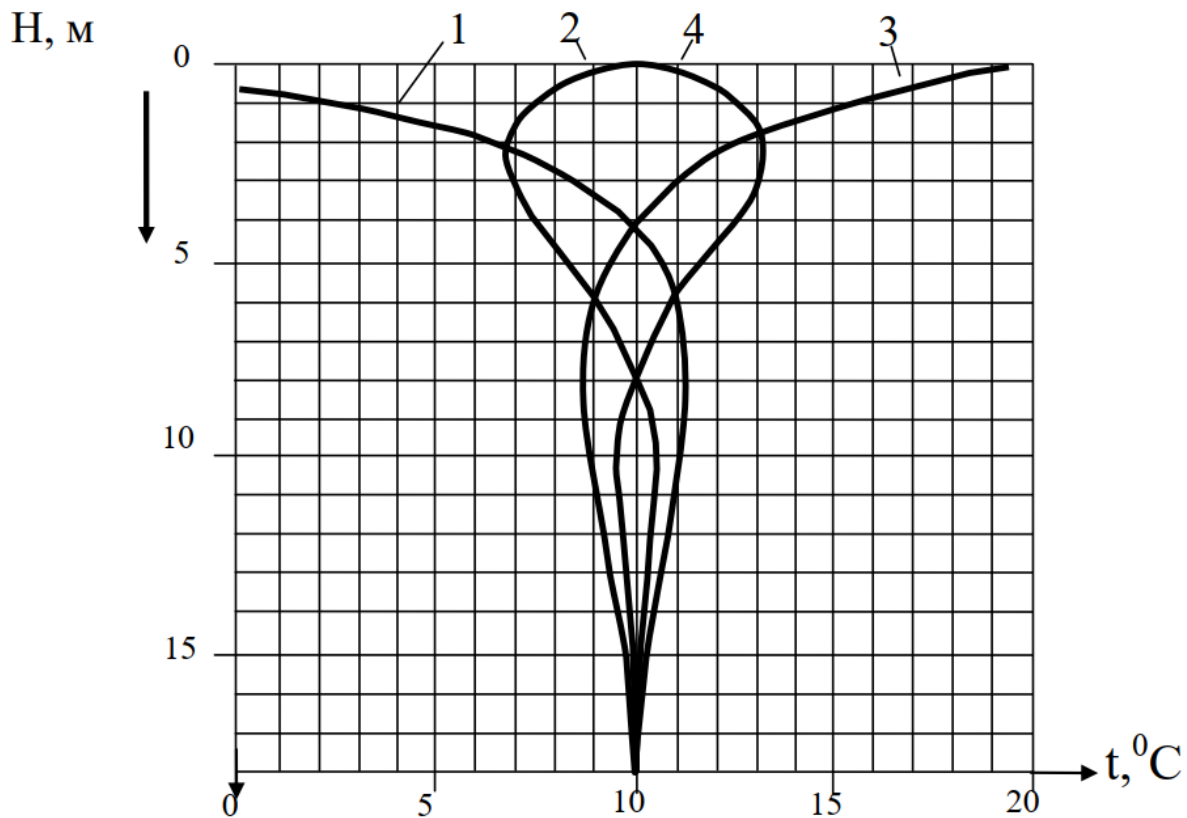


Рисунок 8.1 – Графік сезонного розподілу температури за глибиною ґрунту: H – глибина від поверхні землі, м; t – температура ґрунту, $^{\circ}\text{C}$;
1, 2, 3, 4 – криві розподілу температури ґрунту в лютому, травні, серпні та листопаді відповідно

Для організації первинного контура теплових насосів використовують полімерні труби діаметром $20\text{--}30$ мм, які застосовують у системах холодного водопостачання. Водночас робочий тиск таких систем складає до 10 бар для горизонтальних колекторів та до 16 бар для вертикальних зондів.

Вертикальні теплообмінники, встановлені у свердловинах, застосовуються для систем потужністю до 30 кВт. Середній відбір теплоти розраховується на основі питомого теплового потоку, який умовно належить до одного погонного

метра теплообмінника. Для сухого гравієвого ґрунту цей показник коливається в межах 60–72 Вт/м, а для водонасиченого – 80–100 Вт/м.

Під час розробки довгострокових систем важливо враховувати річний відбір теплоти з 1 м² площі колектора, що виражається у кВт/м² за рік, і має становити від 50 до 70 кВт/м² лише для опалення. Зазвичай різниця температур між теплоносієм у зворотному трубопроводі та незайманим ґрунтом становить близько 12 °С у стабільному режимі роботи системи.

У випадку вертикальних теплообмінників тепловий потік визначається як кількість теплоти, що припадає на 1 м глибини свердловини (Вт/м). Для продовження експлуатації проєкт передбачає подачу такої кількості теплової енергії на метр глибини (у кВт/м за рік), яка дозволить безперервно відбирати тепло протягом усього терміну роботи системи. Це значення має бути в діапазоні 100–150 кВт/м за рік для опалення.

Необхідно також пам'ятати, що під час експлуатації теплообмінників амплітуда зниження температури ґрунту не повинна перевищувати встановлених нормативів – до 18 °С, що є важливим для забезпечення безпеки та охорони навколишнього середовища.

8.2 Розробка системи відбору теплоти горизонтальними колекторними теплообмінниками

Під час розроблення теплообмінника беруть до уваги характеристики ґрунту в конкретній місцевості та його природну температуру, оскільки ці чинники визначають оптимальну конструкцію системи вилучення теплоти. Використання ґрунту як джерела теплової енергії може бути обмежене через діючі норми та специфічні особливості регіону, зокрема гідрогеологічні та сейсмічні умови.

Первинний контур теплового насоса (ТНУ), що зазвичай складається з полімерних труб, може мати дві основні конфігурації: горизонтальний колекторний теплообмінник або зонди, розміщені у свердловинах. Горизонтальна система, зображена на рисунку 8.2, є економічно доцільнішою, оскільки її облаштування потребує менших фінансових витрат. Для ефективного відбору тепла трубопроводи прокладають на глибині 0,8–2 м від рівня землі, розташовуючи їх у вигляді паралельних горизонтальних контурів із жорстких пластикових труб із кроком розкладання приблизно 1 м. Вони під'єднуються до загальних магістралей через розподільчі та збірні колектори, що встановлюються у місцях, зручних для обслуговування.

Кожен контур труб оснащується відсічними кранами, виготовленими з корозійностійкого металу, а також пристроями для заповнення системи

незамерзаючою рідиною та видалення повітря. Для запобігання дифузійному конденсату всі трубопроводи, що прокладаються у будівлі, герметично теплоізолюються.

Як теплоносії у ґрунтових теплообмінниках застосовують спеціальні незамерзаючі розчини, зокрема на основі етиленгліколю, пропіленгліколю, антифризу або сольових сумішей.

Розрахунок і проєктування ґрунтового теплообмінника базується на заданій потужності випарника (Q_0 , кВт). Площа ґрунту, яка необхідна для розміщення колектора та забезпечення відбору необхідної кількості теплоти під час роботи системи, визначається потужністю випарника та питомою теплопродуктивністю потоку (q_E , Вт/м²) з кожного квадратного метра ґрунту.

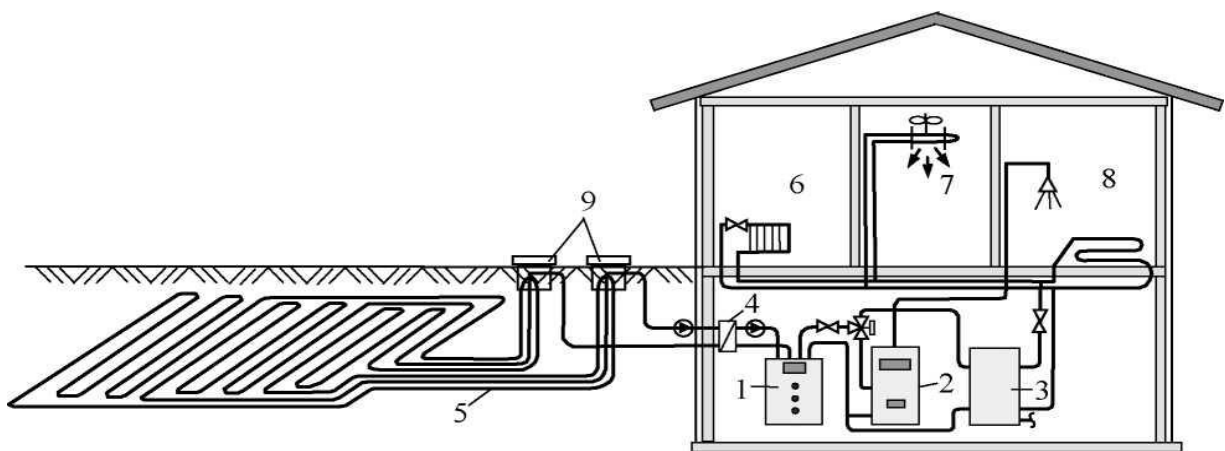


Рисунок 8.2 – Устрій теплонасосної системи теплопостачання будівлі з ґрунтовими колекторними теплообмінниками: 1 – тепловий насос; 2 – теплогенератор (ДДЕ); 3 – бак-акумулятор; 4 – теплообмінник (з альтернативою відсутності); 5 – трубопроводи до низькопотенціального джерела; 6, 7, 8, – приміщення з низькотемпературними системами опалення; 9 – розподільчі та збірні колектори

$$A_E = Q_0 \cdot 10^3 / q_E, \text{ м}^2. \quad (8.1)$$

Загальна довжина трубопроводів, l_0 , м, ґрунтового теплообмінника визначається згідно з такою залежністю:

$$l_0 = A_E \cdot l_{уд}, \text{ м}, \quad (8.2)$$

де $l_{уд}$ – довжина труб на 1 м² площі ґрунту, м/м², яка визначається на основі щільності їх укладання з рекомендованим кроком (0,8–1,2) м.

Необхідна кількість трубних контурів у ґрунтовому теплообміннику обчислюється за таким співвідношенням:

$$n_k = l_0 / l_k, \text{ шт}, \quad (8.3)$$

де l_k – довжина труб у циркуляційному контурі, яка зазвичай обирається в межах від 30 до 100.

Якщо крок укладання трубопроводів у ґрунтовому теплообміннику $a_E = 1,0$ м, то його загальна довжина чисельно дорівнює площі ділянки, тобто $(l_0 \times 1) = A_E$ м². За іншого значення $a_P \neq a_E$ загальна площа визначається як $A_P = a_E \times (a_P / a_E)$ м². Очевидно, що габарити квадратної ділянки для прокладання трубопроводів обчислюються за формулою $l_a = l_b = \sqrt{A}$, м. На цій основі розробляється схема укладання трубопроводів у контурі ґрунтового теплообмінника з відповідним графічним зображенням. Підключення загальних трубопроводів первинного контура до теплового насоса, як і абонентських систем, рекомендується здійснювати за допомогою гнучких напірних шлангів.

8.3 Розробка системи відбору теплоти вертикальними теплообмінниками (зондами) у свердловинах

За обмеження площі прилеглої території до обслуговуваної будівлі альтернативним, хоча й дорожчим рішенням є використання теплообмінників у формі спарених петель із пластикових труб, які встановлюються у вертикальних свердловинах, утворюючи так звані «зонди» (рис. 8.3).

Теплообмінник виконується у вигляді U-подібної петлевої труби, а також можливий варіант з двома спареними U-подібними трубами, розміщеними в одній свердловині.

Для більш потужних теплових насосних систем передбачено «кущове» розміщення зондів на ділянці. У такій конфігурації подавальні та зворотні трубопроводи від зондів прокладаються уздовж низки свердловин до відповідних колекторів.

Всі порожнини між трубами та ґрунтом у свердловині ретельно заповнюються бетоном із високим коефіцієнтом теплопровідності.

Після випарника теплового насоса охолоджена рідина за допомогою циркуляційного насоса переміщується по трубопроводу до найнижчої точки контурної системи, після чого повертається до випарника. В цьому циклі здійснюється забирання тепла з ґрунту по вертикалі свердловини. Інтенсивність забраного теплового потоку визначається основними характеристиками ґрунту – його мінеральним складом, щільністю та водонасиченістю. Зважаючи на регіональні гідрогеологічні особливості, питомий тепловий потік на один погонний метр зонда може варіюватися в широких межах від 30 Вт/м до 100 Вт/м. Для попередніх розрахунків обирають значення близько 50 Вт/м, а у випадках, коли наявні підземні води, цей показник може збільшуватися до 80 Вт/м.

Проектування систем забору теплоти містить такі етапи: для запобігання взаємодії температурних полів сусідніх ґрунтових зондів їх встановлюють на

відстані не менше 5–6 метрів. Загальна довжина трубопровідної системи зонду розраховується, враховуючи розрахункову потужність теплоти відбору (у кіловатах) та питомі значення відбору теплового потоку (у ватах на метр).

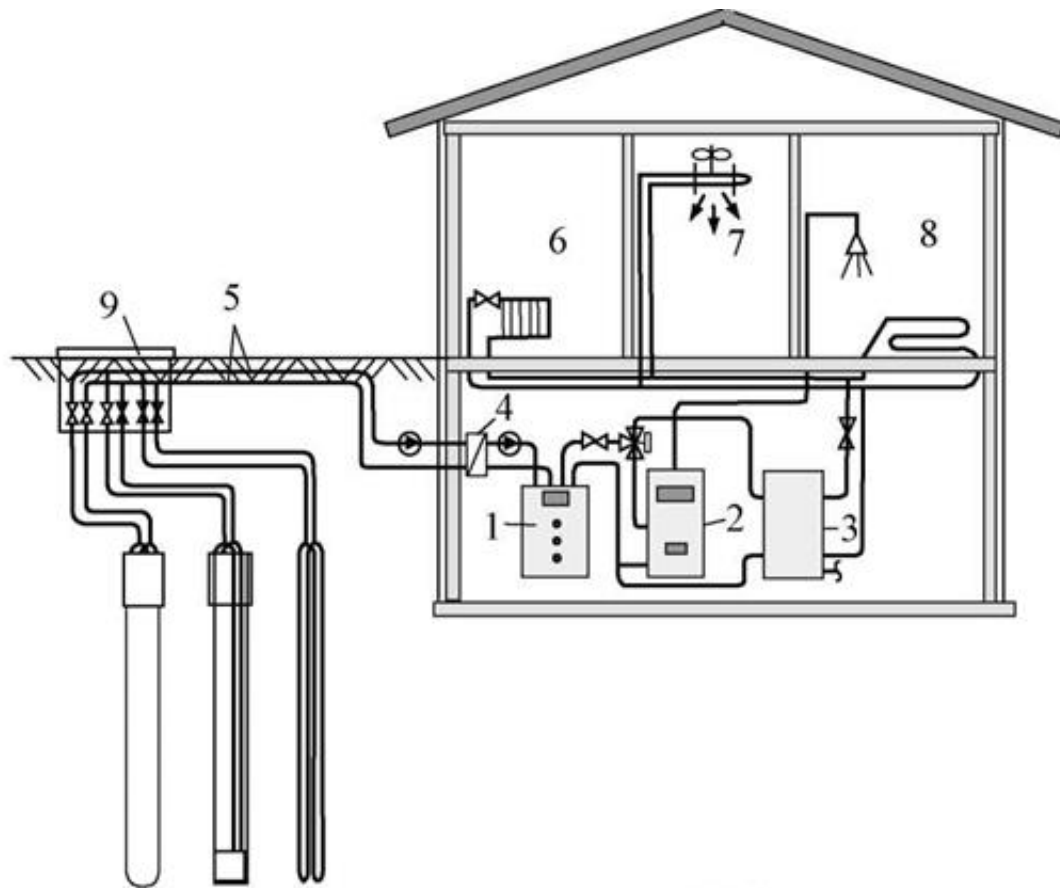


Рисунок 8.3 – Схема теплонасосних систем теплопостачання будівлі з зондами:
 1 – тепловий насос; 2 – теплогенератор (ДДЕ); 3 – бак-акумулятор;
 4 – теплообмінник; 5 – трубопроводи до колекторів; 6, 7, 8 – приміщення з
 низькотемпературними системами опалення, 9 – колектори

$$l_0 = Q_o \cdot 10^3 / q_{E,3}. \quad (8.4)$$

З оглядку на це визначається кількість свердловин встановленої глибини:

$$n_k = l_0 / l_3, \text{ шт}, \quad (8.5)$$

де l_3 – глибина свердловини, м, яка обирається в межах 50–100 м.

Питання для самоконтролю

1. Які основні параметри необхідно враховувати під час розрахунку системи відбору теплоти?
2. Які методи використовуються для розрахунку теплового навантаження системи?

3. Як визначити оптимальну теплову потужність для конкретного об'єкта?
4. Які формули використовуються для обчислення коефіцієнта теплопередачі?
5. Як впливає вибір робочого середовища на ефективність відбору теплоти?
6. Які втрати тепла виникають у процесі передачі енергії, і як їх мінімізувати?
7. Як впливає конструкція теплообмінника на ефективність системи відбору теплоти?
8. Які методи оптимізації теплових систем використовуються для підвищення енергоефективності?
9. Як розрахувати теплові втрати під час передавання теплоти на відстань?
10. Які технології використовуються для автоматизації процесу відбору теплоти та контролю параметрів?

9 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВІДІВ СИСТЕМ ВІДБОРУ ТЕПЛОТИ

Для досягнення турбулентного руху охолоджувальної рідини в трубопроводах колекторного теплообмінника її швидкість повинна перевищувати мінімально допустиме значення. Пропускну здатність циркуляційних контурів для стандартних діаметрів поліетиленових труб можна визначити за даними, наведеними на рисунку 9.1. Об'ємну витрату охолоджувальної рідини $G_{\text{ж}}$ у первинному контурі теплової установки теплового насоса, який містить трубчастий теплообмінник (горизонтальний або вертикальний), випарник та магістральні трубопроводи, що з'єднують їх із збірними та розподільними колекторами, розраховують за відповідною залежністю.

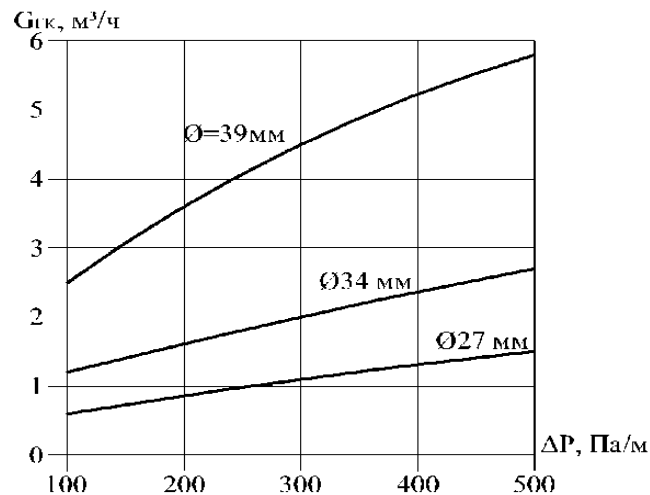


Рисунок 9.1 – Номограма для оцінки пропускної спроможності циркуляційних контурів ґрунтових теплообмінників

Таблиця 2 – Питомі значення теплоти відбору вертикальними теплообмінниками для різних типів ґрунту

Тип ґрунту	Питоме значення норми відбору теплоти під час експлуатації протягом року	
	1 800 год	2 400 год
Загальні характеристики ґрунтів:		
Виснажений ґрунт (із сухими частинками і $X < 1,5$ Вт/(мхК))	25 Вт/м	20 Вт/м
Звичайний ґрунт із частинками, просякнутими вологою $1,5 < X < 3$ Вт/(мхК)	60 Вт/м	50 Вт/м
Зцементована порода з високою теплопровідністю $X > 3$ Вт/(мхК)	84 Вт/м	70 Вт/м
Характеристики окремих видів ґрунту		
Сухий гравій або пісок	< 25 Вт/м	< 20 Вт/м
Гравій або пісок вологий	(65...80) Вт/м	(55...65) Вт/м
Потужний потік ґрунтових вод у гравію або піску	(80...100) Вт/м	(80...100) Вт/ч
Волога глина	(35...50) Вт/м	(30...40) Вт/м
Важкий вапняк	(55...70) Вт/м	(45...60) Вт/м
Пісковик	(65...80) Вт/м	(55...65) Вт/м
Крем'янистий магматит (наприклад, граніт)	(65...85) Вт/м	(55...70) Вт/м
Базовий магматит (наприклад, базальт)	(40...65) Вт/м	(35...55) Вт/м
Діорит	(70...85) Вт/м	(60...70) Вт/м
Примітка. Наведені в таблиці значення дійсні для систем теплових насосів з тепловою продуктивністю до 30 кВт.		

$$G_{\text{ж}} = 3\,600 Q_o / (c_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \Delta t_{\text{и}}), \text{ м}^3/\text{год}, \quad (9.1)$$

де Q_o – теплова потужність випарника теплового насоса, кВт;

$c_{\text{ж}}$ – питома теплоємність рідини, циркулюючої в контурі теплообмінника, кДж/(кг · °С);

$\rho_{\text{ж}}$ – щільність циркулюючої рідини, кг/м³;

$\Delta t_{\text{и}}$ – різниця температур рідини на вході у випарник і на виході з нього, що зазвичай обирається для горизонтальних теплообмінників у межах (3–6) °С, а з зондами – (5–6) °С.

Втрати тиску в первинному контурі розраховуються, спираючись на відомі значення витрат теплоносія за попередньо визначених діаметрів труб. Об'єм теплоносія, що протікає через кожен контур у системі відбору теплоти за однакових гідравлічних умов, змінюється залежно від кількості таких контурів. Діаметри труб підбираються так, щоб сумарний гідравлічний опір в межах однієї свердловини не перевищував 50 кПа, а у випадку, якщо втрати тиску в свердловині досягають 10 кПа, допускається послідовне з'єднання труб з двох або більше свердловин.

$$\Delta P = \sum(Rl + Z) + P_{\text{и},0}, \quad (9.2)$$

де $\sum(Rl + Z)$ – сумарні втрати тиску за довжиною та в місцевих опорах в процесі руху теплоносія по найбільш протяжному циркуляційному контуру послідовно з'єднаних ділянок, Па;

$P_{\text{и},0}$ – сумарне падіння тиску під час проходження теплоносія через випарник теплового насоса та допоміжне обладнання, значення якого визначається згідно із відповідними паспортними даними, Па.

З огляду на відомі значення витрати теплоносія та загального опору у первинному контурі відбору теплоти за допомогою діаграм робочих характеристик здійснюють підбір циркуляційного насоса, оптимально пристосованого до умов експлуатації конкретної робочої рідини.

Питання для самоконтролю

1. Які основні параметри враховуються під час гідравлічного розрахунку трубопроводів?
2. Як визначити оптимальний діаметр трубопроводу для системи відбору теплоти?
3. Які формули використовуються для обчислення гідравлічних втрат у трубопроводах?
4. Як впливає швидкість руху теплоносія на втрати тиску в системі?
5. Які матеріали труб найкраще підходять для систем відбору теплоти та чому?

6. Як враховувати вплив температури та в'язкості теплоносія на гідравлічний розрахунок?
7. Які методи скорочення гідравлічних втрат використовуються в сучасних теплових системах?
8. Як правильно розрахувати опір у трубопроводах з великою кількістю поворотів та фітингів?
9. Які особливості гідравлічного розрахунку систем із використанням природних холодоагентів?
10. Як впровадження автоматизації може збільшити ефективність гідравлічної системи відбору теплоти?

10 ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

10.1 Компресори

Компресор є ключовим компонентом теплового насоса, оскільки здійснює стиснення та переміщення пари робочої речовини від ділянки із низьким тиском до ділянки із високим, забезпечуючи необхідні параметри тиску P_0 у випарнику та P_k у конденсаторі [3, 4, 5, 13, 21, 22]. Характеристики компресора безпосередньо впливають на ефективність роботи теплового насоса та на питомі приведені витрати енергії всієї системи. Залежно від типу середовища, що стискається, компресори класифікують як фреонові, повітряні чи парові. Їх зазвичай запускають за допомогою електродвигунів, двигунів внутрішнього згорання або турбін, а охолодження забезпечується водяним або повітряним способом.

У теплових насосах використовують різні типи компресорів, серед яких найбільш поширені поршневі, гвинтові та відцентрові агрегати холодильних машин [3, 4, 13, 21]. До недавнього часу домінували поршневі компресори у всіх діапазонах продуктивності, проте нині для кожного типу визначено власні зони оптимального застосування. Водночас, завдяки вдосконаленню конструктивних рішень і проведеним дослідженням, межі використання компресорів різних типів постійно переглядаються.

Поршневі компресори, які вирізняються простотою конструкції та високою ефективністю, зазвичай використовують у теплових насосах потужністю до 100 кВт. Гвинтові компресори, що застосовуються у насипних системах потужністю до 1 МВт, забезпечують ширший діапазон продуктивності завдяки нестачі клапанних механізмів та тертя у камерах стиснення, що підвищує їхню надійність [4, 5, 21]. До цієї категорії належать компресори ВХ, які є найбільш

розповсюдженими серед об'ємних агрегатів середньої та підвищеної продуктивності промислового призначення [5, 21].

Під час розробки та модернізації компресорів для теплових насосів необхідно враховувати специфіку їх експлуатації, зокрема:

1. Робота компресора відбувається за вищих температур та значно більших тисків, ніж у холодильних машинах, що створює більш суворі умови для агрегата та робочої речовини.

2. Як основний елемент системи, компресор працює значно довше на максимальному навантаженні порівняно з холодильними установками.

3. Тепловий насос має конкурувати з іншими системами теплопостачання (газовим, електричним опалом та котельними), що обумовлює необхідність зменшення вартості як теплонасосного обладнання, так і насамперед компресорних агрегатів.

Останнім часом спіральні компресори набувають все більшої популярності в конструкції теплових насосів для систем з малою та середньою потужністю. Їх можна зустріти у вигляді сальникових, безсальникових або герметичних агрегатів. Ці компресори вирізняються низкою визначних переваг: високою енергетичною ефективністю, тривалим терміном служби, надійністю в експлуатації, низьким рівнем шуму, браком мертвих зон і клапанів, що дає можливість використовувати будь-яку робочу речовину. Крім того, вони демонструють до 30 % більший коефіцієнт подачі, займають до 40 % менше простору та мають до 20 % меншу масу порівняно з іншими типами компресорів.

10.2 Конденсатори

Після вибору компресора та визначення його приводної потужності розпочинають розробку креслення та здійснюють тепловий розрахунок принципової схеми ТНУ. Цей розрахунок полягає у формуванні теплових балансів для всіх складових системи. За їх результатами встановлюють теплові навантаження на теплообмінне обладнання, визначають температури на вході та виході, а також розраховують витрати теплоносіїв. Для наочності співвідношення теплових навантажень і витратно-температурних характеристик теплообмінних середовищ складають теплову схему розробленої системи, де відмічають теплові потужності окремих теплообмінників і температурні значення для типових режимів роботи обладнання.

Вибір необхідного обладнання здійснюється відповідно до виду первинного та вторинного теплоносіїв, їх витрат і температур, а також з урахуванням призначення абонентських систем. На базі теплових розрахунків визначається загальна нагріта поверхня та геометричні розміри відповідного

теплообмінника, а кількість теплообмінників певного типу – з урахуванням загального теплового потоку та одиничної потужності компресійних агрегатів, що враховує конструктивні та техніко-економічні міркування [3, 19, 20].

Теплообмінники типу «труба в трубі» складаються з двох коаксіальних труб різних діаметрів, де один теплоносій протікає всередині меншої труби, а інший – у кільцевому міжтрубному просторі. Завдяки відносно невеликій теплообмінній поверхні такі агрегати застосовуються в установках малої теплової потужності з рідинними теплоносіями і збираються з окремих прямолінійних секцій, з'єднаних U-подібними калачами.

Кожухотрубні теплообмінники – це конструкції з багатьох прямолінійних або U-подібних труб, розміщених між однією або двома трубними дошками в загальному корпусі (кожуху). Один теплоносій рухається у міжтрубному просторі всередині корпусу, а інший – по трубах. Завдяки збільшеній поверхні теплообміну такі агрегати використовують для установок середньої та великої потужності з рідинними теплоносіями.

Кожухозмійовикові теплообмінники утворюються за допомогою одної або декількох спіральних, звернутих труб, розташованих в єдиному корпусі, причому виведення труб здійснюється через трубні дошки або колектори. Вони застосовуються для передачі малих та середніх теплових потоків рідинних теплоносіїв.

Для повітряних та газових теплоносіїв використовують ребристо-трубні та пластино-ребристі теплообмінники, які забезпечують велику поверхню теплообміну за компактних габаритів. Їхні конструкції можуть варіюватися від одиночних труб з поперечними або поздовжніми ребрами до багатотрубних агрегатів з загальним обребренням, а також до труб зі стрічковим або дротяним обребренням.

10.3 Випарники

Випарник – це пристрій для теплообміну, в якому робоче тіло переходить у парову фазу, поглинаючи тепло від середовища НПДТ. Найчастіше використовуються кожухотрубні випарники. Наприклад, горизонтальний кожухотрубний багатоходовий випарник конструктивно дуже схожий на кожухотрубний конденсатор. Його сталевий горизонтальний корпус (кожух) оснащено двома трубними дошками, у яких вальцовано гладкі мідні труби малого діаметра із ребрами для посилення теплообміну. Передня накривка обладнана двома патрубками для подачі та відведення охолодженого середовища НПДТ.

Робоче тіло в парорідинній фазі надходить у нижню частину корпусу, займаючи приблизно 50–70 % його висоти, і починає кипіти у міжтрубному просторі. Водночас вода циркулює по трубах під тиском циркуляційного насоса

зі швидкістю 0,5–0,7 м/с. У верхній частині випарника розташовано сухопарник, через який відсмоктуються пари робочого тіла, а також встановлено запобіжний клапан для безпеки. Масляні домішки та інші забруднення видаляються через спеціальний штуцер.

Процес тепловіддачі під час кипіння є складним і залежить не лише від властивостей рідини, тиску, різниці температур пари та площі теплообміну, а й від характеру та швидкості руху парорідинної суміші. Саме тому коефіцієнти теплопередачі визначаються також способом розташування труб, вмістом пари та методами її відведення.

Питання для самоконтролю

1. Які основні компоненти складають обладнання теплового насоса?
2. Яка роль компресора в тепловому насосі і як він працює?
3. Як працює теплообмінник в системах теплових насосів і які типи теплообмінників використовуються?
4. Яка функція конденсатора і випарника в тепловому насосі?
5. Які типи компресорів використовуються в теплових насосах і як вибір компресора впливає на ефективність?
6. Як правильно вибрати та розрахувати потужність теплового насоса для конкретного об'єкта?
7. Які інноваційні технології застосовуються в сучасних теплових насосах для підвищення їх ефективності?
8. Як працює система управління та контролю теплового насоса, і що вона містить?
9. Які вимоги до монтажу та технічного обслуговування обладнання теплових насосів?
10. Які проблеми можуть виникати в обладнанні теплових насосів і як їх уникати або вирішувати?

11 ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Ексергія – це показник корисного потенціалу енергії, що відображає її здатність виконувати корисну роботу. Вона враховує не лише кількість енергії, але й її якість, тобто ступінь концентрації та можливість перетворення без втрат через незворотні процеси. Аналіз ексергії дозволяє ідентифікувати місця енергетичних втрат у системах та оптимізувати їхню роботу для досягнення максимальної ефективності.

Термодинамічна ефективність термомеханічних систем, зокрема тих, що використовують ВЕР, визначається через величину енергетичних втрат, що виникають внаслідок зовнішньої та внутрішньої необоротності процесів. Для оцінки цих втрат широко застосовують ентропійний метод термодинамічного аналізу, який дозволяє обчислити приріст ентропії як показник втрат енергії.

У разі використання ексергетичного методу аналізу втрати дорівнюють різниці ексергії, що спостерігається між вхідними та вихідними станами системи. Основна перевага цього підходу полягає в тому, що зменшення ексергії одразу відображає величину втрат перетворюваної енергії, що дозволяє отримати як абсолютні, так і відносні значення цих втрат порівняно із загальною кількістю перетвореної енергії.

Для комплексної оцінки ефективності процесу або установки у техніці часто використовується поняття коефіцієнта корисної дії, яке дає можливість охарактеризувати якість енергетичного перетворення за допомогою однієї числової величини. Надійність такої оцінки забезпечується виразами, побудованими на термодинамічно рівноцінних величинах, тобто лише з ексергії. У випадку ідеального оборотного процесу цей ексергетичний коефіцієнт корисної дії дорівнює одиниці, а будь-яке відхилення від цього граничного значення свідчить про наявність втрат, які можна було б скоротити або усунути за рахунок удосконалення процесу або поліпшення конструкції установки.

До поняття ексергії палива для k -го елемента системи належать:

- ексергія усіх переривних потоків, що надходять до цього елемента, враховуючи ту частину енергетичного потоку, яка споживається всередині нього;
- всі зниження ексергії, що відбуваються між входом і виходом для неперервних ексергетичних потоків;
- усі зростання ексергії між вхідними та вихідними потоками, які не спрямовані на досягнення функцій цього елемента.

Аналогічно, поняття ексергії продукту (EP_k) містить:

- ексергію всіх потоків, що виходять із цього елемента, з урахуванням тієї частини енергетичного потоку, яка виробляється всередині нього;
- усі прирости ексергії між входом і виходом для неперервних енергетичних потоків, що забезпечують цільове призначення елемента.

Ці поняття «паливо» та «продукт» можна узагальнити і на рівні всієї системи. На основі даних визначень сформульовано основні критерії для ексергетичного аналізу будь-якого (k -го) елемента системи.

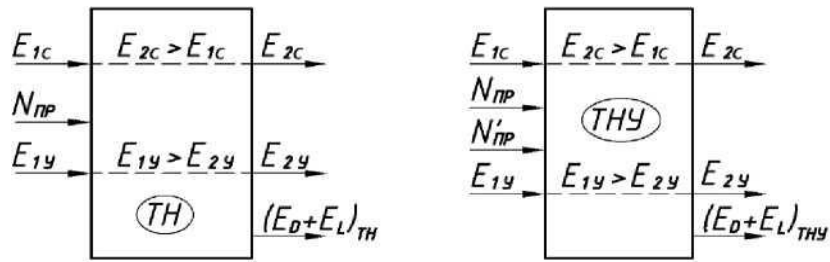


Рисунок 11.1 – Схеми ексергетичних перетворень для теплового насоса і теплонасосної установки парокомпресійного типу

Питання для самоконтролю

1. Що таке ексергія і чому вона є важливою для аналізу роботи теплових насосів?
2. Як ексергія пов'язана з ентальпією та ентропією у процесах теплопередачі?
3. Яким чином ексергетичний аналіз дозволяє оцінити ефективність теплового насоса?
4. Які основні етапи містить ексергетичний аналіз роботи теплового насоса?
5. Як визначити ексергетичні втрати в тепловому насосі та їхній вплив на загальну ефективність системи?
6. Які фактори впливають на ексергетичну ефективність теплових насосів і як їх можна оптимізувати?
7. Як ексергетичний аналіз допомагає у порівнянні різних типів теплових насосів?
8. Яка роль теплових насосів у скороченні ексергетичних втрат в енергетичних системах?
9. Як ексергетичний аналіз впливає на вибір робочого тіла для теплового насоса?
10. Які сучасні методи застосовуються для поліпшення ексергетичної ефективності теплових насосів?

12 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

12.1 Загальні відомості

Теплонасосні системи (ТНС) набувають все більшого поширення у світі як альтернатива традиційним централізованим джерелам теплопостачання. Їхня актуальність зростає на тлі екологічних викликів та необхідності зменшення викидів шкідливих речовин в атмосферу. ТНС дозволяють використовувати низькотемпературні джерела тепла та забезпечувати ефективне теплопостачання великих міст.

Як низькотемпературне джерело тепла використовували очищені стічні води міських станцій аерації. Надалі було доведено доцільність використання циркуляційної води промислових підприємств та теплових електростанцій, скидних вод та навіть води водоймищ, що не замерзають.

Сьогодні теплонасосні системи централізованого теплопостачання активно використовуються у багатьох країнах Європи. Найбільше вони поширилися у Швеції та Норвегії. Зокрема у Стокгольмі збудовано найбільшу у світі теплонасосну станцію, що використовує тепло вод Балтійського моря. Такі системи дозволяють суттєво зменшити викиди парникових газів та підвищити енергоефективність міських тепломереж.

Основні джерела тепла для ТНС

До основних джерел тепла для теплонасосних систем централізованого теплопостачання належать:

1. Очищені стічні води міських аераційних станцій.
2. Циркуляційна вода систем оборотного водопостачання промислових підприємств.
3. Теплові скидні води теплових електростанцій.
4. Геотермальні води з низькою температурою.
5. Вода водоймищ, що не замерзають навіть у зимовий період.

Використання ТНС у централізованому теплопостачанні має значний екологічний ефект завдяки зменшенню викидів вуглекислого газу. Крім того, такі системи дозволяють скоротити споживання викопних енергоносіїв, що сприяє енергетичній незалежності та сталому розвитку міст.

Теплонасосні системи централізованого теплопостачання є перспективним напрямом розвитку міської енергетики. Їх впровадження дозволяє значно підвищити енергоефективність, зменшити вплив на довкілля та забезпечити стійке теплопостачання великих міст навіть у холодні сезони.

12.2 Застосування теплових насосів у централізованому теплопостачанні

Теплові насоси можуть стати ключовою технологією в майбутній мережі централізованого теплопостачання з кількох причин. По-перше, теплові насоси у поєднанні з накопичувальними системами мають потенціал стати основою теплопостачання, оскільки вони здатні збалансувати мережу під час коливань виробництва електроенергії з відновлюваних джерел енергії. По-друге, використання теплових насосів дозволяє застосовувати дуже низькі (нижче за 60 °C) та наднизькі (нижче за 45 °C) температури в мережі теплопостачання, що значно зменшує теплові втрати. По-третє, теплові насоси підвищують гнучкість централізованих систем теплопостачання, розширюючи портфель виробництва тепла. Це забезпечує швидке впровадження в експлуатацію, низькі стартові витрати та можливість врахування коливань на ринку електроенергії й використання теплових акумуляторів. Крім того, теплові насоси сприяють збільшенню виробництва тепла з відновлюваних джерел енергії та поступовому витісненню викопного палива з енергосистеми.

Теплові насоси можуть бути інтегровані у системи опалення та охолодження різними способами, що дозволяє адаптувати їх під конкретні умови експлуатації. Каталог реалізації теплових насосів містить 39 різних прикладів інтеграції в централізовані системи теплопостачання з урахуванням національних особливостей країн – учасників проєкту. Однак на шляху до великомасштабної інтеграції теплових насосів існують певні бар'єри. Одним із основних є висока температура наявних теплових мереж, яка зменшує ефективність роботи насосів. Подолати цю проблему можна шляхом впровадження низькотемпературних мереж, що також дозволяє зменшити теплові втрати.

Централізоване теплопостачання з використанням теплових насосів має великий потенціал у майбутній енергетичній системі. Згідно зі сценаріями «Heat Roadmap Europe 4» (HRE4), збільшення частки централізованого теплопостачання може зменшити викиди CO₂ на понад 70 % порівняно з поточним станом. Це робить впровадження теплових насосів важливим напрямом розвитку енергетичної інфраструктури міст. Метою проєкту є збір інформації та ідей для політиків, керівників і планувальників енергетичних систем у міських районах щодо можливостей і бар'єрів впровадження теплових насосів у централізовані системи теплопостачання та охолодження (DHC). Окрім того, проєкт спрямований на розробку рекомендацій щодо впровадження теплових насосів як у нові, так і в старі системи централізованого теплопостачання з урахуванням різних типів інтеграції в центральні та локальні системи. Досліджуються можливості збільшення частки відновлюваної енергії в електромережі та використання надлишкового тепла в тепловій мережі, а також мінімізація теплових втрат у системі DHC за допомогою теплових насосів.

Особлива увага приділяється наявним проектам у країнах-учасниках, де теплові насоси вже інтегровані в системи централізованого теплопостачання.

12.3 Перспективи застосування великих теплових насосів

Проект Heat Roadmap Europe оцінює потенційну частку ринку централізованого теплопостачання (District Heating, DH) у 50 % до 2050 року в Європі, причому приблизно 25–30 % встановленої потужності базуватиметься на великих електричних теплових насосах. Якщо ці насоси працюватимуть на повному навантаженні протягом пів року, їхня частка може досягти 38 % від загального обсягу виробництва тепла в централізованих системах теплопостачання. Сценарій HRE 2050 охоплює лише великі електричні компресорні теплові насоси з температурою вихідного потоку 80–100 °C. Водночас не враховувалося використання джерел низькотемпературного надлишкового тепла (5–40 °C), яке потребує модернізації насосів. Оцінка також не враховувала потенційні технологічні поліпшення та зростаючу цифровізацію, які в майбутньому можуть відкрити нові можливості.

Звіт «DHC Transition Pathways 2050» (Euroheat & Power, червень 2022 року) підкреслює національні стратегії декарбонізації теплового сектору. Різні сценарії показують важливу роль централізованого теплопостачання у досягненні декарбонізації ринку тепла. Великі теплові насоси відіграватимуть провідну роль на всіх ринках. Наприклад, у Німеччині прогнозується, що потужність теплових насосів становитиме 29 % до 2050 року, а в Австрії теплові насоси у поєднанні з геотермальними установками досягнуть 19,8 % у складі централізованого теплопостачання до 2040–2050 років.

Проект ReUseHeat оцінював потенціал міських джерел відпрацьованого тепла в Європі. Такі джерела зазвичай мають низьку температуру та охоплюють відпрацьоване тепло з різних секторів, зокрема центрів обробки даних, підприємств харчової промисловості, магазинів, станцій метро, житлових будівель, комунальних об'єктів і станцій очищення стічних вод. Для підвищення температури до потрібного рівня використовуються теплові насоси, що дозволяє забезпечити теплом житловий і комунальний сектори. Проект визначив як наявні, так і доступні потенціали, які централізоване теплопостачання може використовувати. Згідно з оцінкою загальний обсяг доступного надлишкового тепла становить понад 1,4 ЕДж на рік, що відповідає більш ніж 10 % від загального теплового ринку (ЄС 27 + Велика Британія).

Заплановані інвестиції у великі мережі централізованого теплопостачання свідчать про активний розвиток цього ринку. Найбільші європейські мережі мають інвестиційні проекти, що обіцяють збільшення потужності більш ніж на

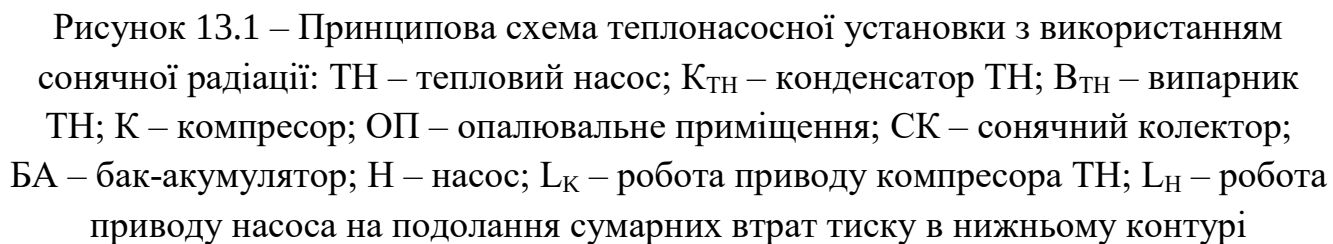
80 % до 2030 року. До цього входить модернізація генераційного портфеля та забезпечення додаткових потреб у теплі. Очікується, що загальноєвропейський консенсус щодо прискорення енергетичного переходу (REPowerEU) та активна участь міст у поліпшенні теплопостачання сприятимуть ще більшому обсягу нових інвестицій.

Питання для самоконтролю

1. Що таке теплонасосна система теплопостачання і які її основні компоненти?
2. Які принципи роботи теплових насосів в системах теплопостачання?
3. Як вибір джерела тепла впливає на ефективність теплонсосних систем теплопостачання?
4. Які типи теплових насосів використовуються в системах теплопостачання?
5. Як організована циркуляція теплоносія в теплонсосних системах?
6. Які основні переваги є у теплонсосних систем теплопостачання порівняно з традиційними системами?
7. Яким чином температура джерела тепла (наприклад, земля, вода, повітря) впливає на продуктивність теплового насоса?
8. Які вимоги висуваються до матеріалів трубопроводів і теплообмінників у таких системах?
9. Як проводиться регулювання та контроль температури у теплонасосних системах теплопостачання?
10. Які перспективи розвитку теплонсосних систем теплопостачання у контексті енергоефективності та екологічності?

13 ТЕПЛОНАСОСНІ УСТАНОВКИ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Сьогодні великою популярністю користуються комбіновані схеми, які поєднують теплові насоси із сонячними колекторами різних конструкцій (плоскими та вакуумними). Такі системи забезпечують ефективне гаряче водопостачання та низькотемпературне опалення, що дозволяє скоротити споживання традиційних енергоносіїв та підвищити енергоефективність. Поєднання теплових насосів із сонячними колекторами забезпечує стабільну роботу системи навіть у холодний період року, використовуючи накопичену сонячну енергію та теплоту навколишнього середовища.



Комбіновані теплонасосні установки з використанням теплоти ґрунту та сонячної енергії є сучасним рішенням для забезпечення систем гарячого водопостачання (ГВП). Основний принцип їх роботи полягає у перетворенні падаючої сонячної радіації на теплову енергію за допомогою плоских сонячних колекторів. Як теплоносій у таких колекторах використовується водяний розчин етиленгліколю, а акумулюючим середовищем є вода. Отримане тепло накопичується у баку-акумуляторі та використовується за потреби для забезпечення теплового навантаження ГВП.

80

виході знижується, а між сонячним колектором та баком-акумулятором встановлюється теплообмінник, що дозволяє додатково охолодити соляний розчин холодною водою. Це підвищує коефіцієнт корисної дії (ККД) сонячного колектора.

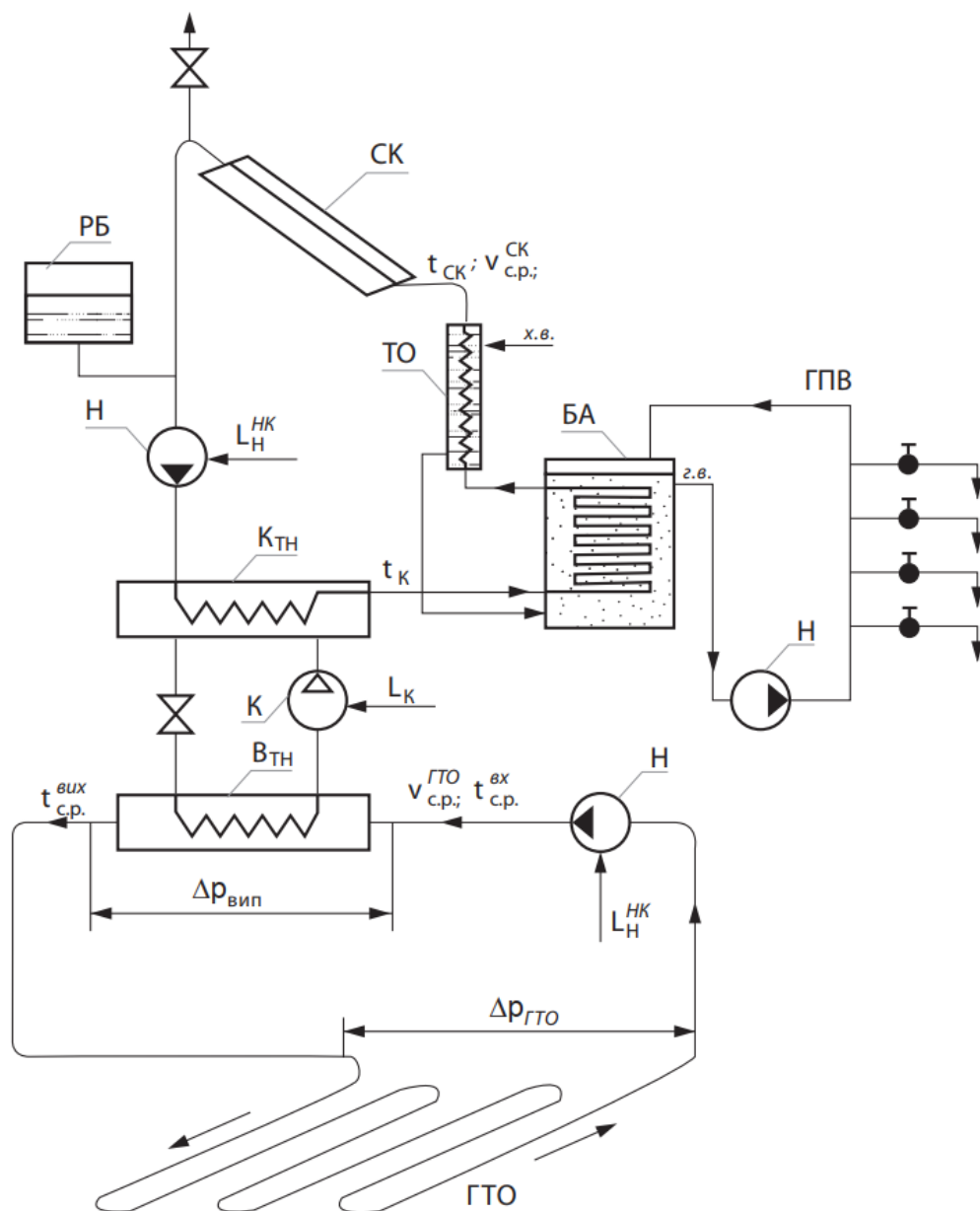


Рисунок 13.2 – Принципова схема комбінованої теплонасосної установки з використанням теплоти ґрунту та сонячної енергії: ГВП – гаряче водопостачання;

К_{ТН} – конденсатор ТН; В_{ТН} – випарник ТН; К – компресор; Н – насос;
ГТО – ґрунтовий теплообмінник; СК – сонячний колектор; РБ – розширювальний бак;
ТО – теплообмінник; БА – бак-акумулятор; L_К – робота приводу компресора ТН;
L_{Н^{НК}} – робота приводу насоса на подолання сумарних втрат тиску в нижньому контурі ТН;
L_{Н^{БК}} – робота приводу насоса на подолання сумарних втрат тиску у верхньому контурі ТН

Під час забезпечення оптимального ступеня охолодження витрати енергії на систему ГВП значно скорочуються зі збільшенням співвідношення теплових потоків за рахунок використання сонячної енергії та теплоти ґрунту. Умовний коефіцієнт перетворення енергії системи теплопостачання зростає від 3,0 до 12,0 зі зміною співвідношення теплових потоків від 0,2 до 5,0. Крім того, вплив сумарних втрат тиску у випарнику теплового насоса та ґрунтового теплообмінника на мінімальні витрати зовнішньої енергії є незначним у разі дотримання оптимальних умов охолодження.

Однією з важливих задач під час використання теплових насосів у системах ГВП є оптимізація умов роботи комбінованої теплонасосної системи. До цього входить визначення оптимального ступеня охолодження теплоносія у випарнику, оскільки температура на виході є неоднозначною за заданої теплової потужності насоса. Дослідження показали, що оптимальний ступінь охолодження соляного розчину у випарнику знаходиться в діапазоні 1–2 °С та залежить від гідравлічного опору нижнього контуру й частки використання сонячної енергії.

13.2 Безпосереднє використання сонячної енергії як нижнього джерела теплоти для теплового насоса ТН

Використання сонячних колекторів у поєднаних із тепловими насосами системах може значно збільшити початкові витрати на теплопостачання. Однак є більш економічно ефективний підхід – це комбінація абсорбера сонячного колектора (СК) та випарника теплового насоса в одному елементі, запатентованому у системі Берньєра та комерціалізованому під брендом AXERGIE. Така система не потребує додаткових витрат на колектор, оскільки вона об'єднує ці компоненти. Для зменшення вартості та забезпечення роботи теплового насоса в умовах хмарної погоди, характерної для зимового періоду в Україні та Європі, використовуються СК без скляного покриття та теплоізоляції. Це дозволяє зменшити теплові втрати і дозволяє колектору поглинати енергію з атмосфери навіть у похмурі дні.

Плоскі елементи абсорбера-випарника можна фарбувати в різні кольори, крім чорного, зокрема в зелені, сині, коричневі, фіолетові (з темністю вище ніж 0,8) або червоні (з темністю від 0,44 до 0,57), що робить систему більш привабливою з архітектурної точки зору. Для кольорових фарб потрібно збільшити розміри випарників. У такій системі виключені проблеми із замерзанням теплоносія, а влітку немає ризику перегріву. Вага випарника складає до 5 кг/м², а процес розморожування відбувається або за допомогою сонця, або під час відлиги.

Такі колектори можна встановлювати на південних, східних, південно-східних, південно-західних та західних фасадах будівель, а також на даху під різними кутами (для зимового використання рекомендовано більше 65 градусів). Під час встановлення на стінах необхідно залишати повітряний проміжок між стіною та колектором не менше ніж 50 мм. Для фасадних установок можна вибирати кути близько 80 градусів або ставити колектори вертикально. У місцях із сильними вітрами понад 10 м/с варто передбачити додаткове кріплення. Трубопроводи холодного теплоносія не потребують теплоізоляції. Рекомендується вертикальне розміщення розподільника холодильного агента на окремі колектори.

Для підвищення ефективності, температура гарячого теплоносія з конденсатора повинна бути нижче за 50 °С, а циркуляція холодильного агента не потребує додаткових насосів. За результатами експериментів за температури 10 °С без сонячного випромінювання коефіцієнт трансформації складає 2, за сонячного випромінювання 300 Вт/м² він зростає до 3, а у разі 600 Вт/м² – до 4. За температури 0 °С ці значення становлять 2,7, 3,6 та 4,5 відповідно. За температури атмосфери 10 °С та сонячного випромінювання 600 Вт/м² коефіцієнт трансформації може досягати 6.

Ця система буде вигідна у південних регіонах України, зокрема у Криму, південних областях, Закарпатті та на сході країни, де зима зазвичай має меншу хмарність.

Питання для самоконтролю

1. Як сонячна енергія інтегрується в систему теплонсосних установок?
2. Які основні компоненти теплонсосних установок із використанням сонячної енергії?
3. Як сонячні колектори працюють у поєднанні з тепловими насосами для забезпечення теплопостачання?
4. Які типи теплових насосів найбільш ефективні під час використання сонячної енергії?
5. Як сонячна енергія може впливати на економічну ефективність теплонсосної установки?
6. Які фактори впливають на ефективність інтеграції сонячних колекторів із теплонсосними системами?
7. Як можна зберігати енергію, отриману від сонця, для використання у нічний час або в періоди з низькою інсоляцією?
8. Які переваги та обмеження має використання сонячної енергії в системах теплопостачання порівняно з іншими джерелами енергії?

9. Як оптимізувати роботу теплонсосої установки, щоб максимально використовувати сонячну енергію протягом року?

10. Які перспективи розвитку таких систем у контексті підвищення енергоефективності та екологічності?

14 ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ У СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ОБ'ЄКТІВ ГРОМАДСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Особливістю таких об'єктів, як театри, кінотеатри, виставкові центри, супермаркети, вокзали, готелі, лікарні та інші, є необхідність забезпечення великої кількості вентиляційного повітря, особливо під час заповнення залів відвідувачами. Оскільки у приміщеннях великої висоти часто виникає стратифікація повітря (тепле повітря піднімається вгору), важливою є задача перемішування теплого повітря з холодним, яке оточує людей. Це може бути важливим фактором для економії енергії, особливо у глядацьких залах та супермаркетах. Також необхідно передбачити зміну кратності вентиляції залежно від заповнюваності приміщень людьми, оскільки кожній людині на секунду потрібно близько 0,005 м³ свіжого повітря.

Джерелом теплоти для теплових насосів у таких об'єктах можуть бути вентиляційні викиди, які можна використовувати для підігріву свіжого повітря, а також для гарячого водопостачання (наприклад, для підігріву води на кухні у їдальнях або ресторанах). Влітку потреба в холоді для кондиціювання може бути задоволена використанням теплового насоса як холодильного агрегату, а у випадках, коли потрібен лише невеликий обсяг тепла (наприклад, для гарячої води в туалетах чи кухнях), холодильна машина може працювати для отримання теплоти.

У продуктивних супермаркетах теплота, що виділяється від конденсаторів холодильних машин, може забезпечувати 50–70 % потреб у опаленні. Однак дослідження, проведені у торгових мережах Києва, показали, що часто ця теплота просто виводиться в довкілля, а для опалення та вентиляції використовуються додаткові джерела енергії, як-от котли або теплові мережі.

В офісах основними споживачами холоду є приміщення для серверів. У лікарнях важливо розподіляти приміщення за їх функціональним призначенням і налаштовувати температурні параметри відповідно до потреб кожного приміщення. Для зручності експлуатації теплові насоси повинні бути достатньо потужними для централізованого теплопостачання з ефективно ізольованими тепловими мережами. У такій системі тепловий насос може одночасно

охолоджувати воду для кондиціонування та нагрівати воду для санітарних потреб влітку. Для опалення у зимовий період зазвичай використовують традиційний котел як пікове джерело тепла.

У деяких випадках, залежно від функціональності приміщень та їхньої заповнюваності пацієнтами, можна використовувати локальні теплові насоси. Впровадження нічного тарифу робить актуальним використання акумуляторів холоду та теплоти для покриття пікових навантажень і економії витрат.

14.1 Системи вентиляції

Одними з найбільш ефективних об'єктів для використання теплових насосів є системи вентиляції для промислових, громадських та житлових приміщень. Завдяки невеликій різниці температур між припливним і відпрацьованим повітрям досягається висока енергетична ефективність теплових насосів у системах вентиляції, особливо за помірних температур зовнішнього повітря. Однак зі зниженням температури зовнішнього повітря ефективність простих схем теплових насосів для вентиляції значно зменшується, що потребує впровадження більш складних технологій.

У цьому контексті великі перспективи має впровадження теплових насосів у поєднанні з рекуператорами, які здійснюють утилізацію теплоти відпрацьованого повітря. Такі теплонасосно-рекуперативні системи вентиляції дозволяють підвищити загальну енергетичну ефективність, оскільки кінцевий енергетичний ефект визначається взаємодією рекуператора та теплового насоса. Цей підхід значно покращує економічну та енергетичну ефективність систем вентиляції в умовах різних температур зовнішнього повітря.

Для досягнення необхідної температури припливного повітря в найпростіших системах вентиляції використовуються калорифери різних типів. З огляду на джерело теплоти вони можуть бути водяними (паровими), газовими або електричними. Вибір типу нагрівача залежить від конкретних умов, можливостей і економічної доцільності. У більшості випадків надається перевага гарячій воді або електричним нагрівачам, оскільки вони дозволяють точніше регулювати температуру підігріву повітря.

Відпрацьоване повітря з приміщення, яке досягає заданої температури, викидається у навколишнє середовище. Однак ефективність таких систем є досить низькою, оскільки велика частина теплової енергії втрачається разом з вихідним повітрям. Тому для підвищення ефективності в системах вентиляції використовуються рекуператори-утилізатори, які дозволяють утилізувати теплоту відпрацьованого повітря.

Утилізація теплоти відпрацьованого повітря є одним із найбільш реалістичних способів використання низькопотенціальних теплових відновлюваних джерел енергії. Вентиляційне повітря варто розглядати як основне джерело скорочення експлуатаційних витрат на обробку зовнішнього припливного повітря в системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря. Це дозволяє значно зменшити енергетичні витрати та підвищити ефективність роботи вентиляційних систем.

У роботі [20] було продемонстровано, що навіть за високих значень коефіцієнта ефективності теплового насоса, температура скидання повітря на виході з рекуператора значно перевищує температуру зовнішнього повітря (t_0). Це свідчить про те, що в системах вентиляції з рекуперацією тепла вентиляційні викиди можуть ефективно використовуватись для нагріву припливного свіжого повітря, яке подається в приміщення.

Таке явище має важливе значення з енергетичної точки зору. За рахунок рекуперації теплоти відпрацьованого повітря можна значно скоротити енергетичні витрати на підігрів свіжого повітря, що надходить у будівлю. Оскільки температура відпрацьованого повітря завжди вища за температуру зовнішнього повітря, його теплота може бути використана для попереднього підігріву припливного повітря. Це забезпечує значну економію енергії, оскільки процес нагріву не потребує додаткового споживання енергії, а лише перерозподіляє вже наявну теплоту.

Це також підтверджує доцільність впровадження теплонасосно-рекуперативних систем вентиляції, які дозволяють інтегрувати два енергоефективні процеси: рекуперацію теплоти відпрацьованого повітря та теплову обробку припливного повітря за допомогою теплових насосів. Такі системи демонструють високий рівень енергетичної ефективності, адже вони використовують відходи теплоти, яка в іншому випадку вивільнялася б у навколишнє середовище. У результаті теплові насосно-рекуперативні системи значно скорочують загальні енергетичні витрати на опалення та кондиціонування повітря у приміщеннях, що робить їх особливо актуальними для великих будівель з високими вимогами до вентиляції та температурного режиму, таких як офіси, торгові центри, лікарні тощо.

Для підвищення ефективності теплових насосів у вентиляційних системах за низьких температур застосовують багатоступеневі схеми або гібридні рішення, які поєднують тепловий насос із допоміжними нагрівальними елементами. Одним із ефективних підходів є використання рекуператорів, які дозволяють попередньо підігрівати припливне повітря за рахунок теплоти відпрацьованого повітря, зменшуючи навантаження на тепловий насос. Також перспективним рішенням є застосування двоконтурних систем з проміжним теплоносієм, що

стабілізує роботу установки в умовах мінливого клімату. Такі технології дозволяють значно підвищити загальний коефіцієнт корисної дії системи та зменшити енергоспоживання. Крім того, інтеграція теплових насосів із системами керування мікрокліматом та автоматизацією дозволяє оптимізувати їхню роботу, забезпечуючи максимальну енергоефективність і комфорт у приміщеннях.

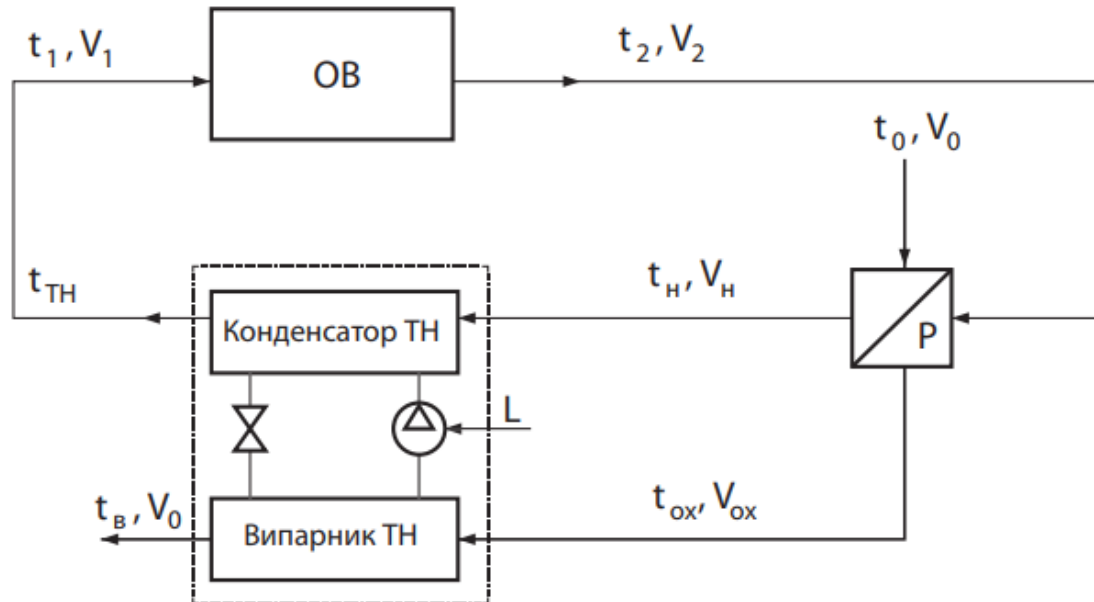


Рисунок 14.1 – Система вентиляції з використанням рекуператора теплоти відпрацьованого повітря і теплового насоса

14.2 Системи повітряного опалення

Однією з головних особливостей систем повітряного опалення є брак проміжного теплоносія, що має як позитивні, так і негативні аспекти.

До позитивних моментів належить те, що брак теплоносія усуває проблему «розморожування» системи, яка виникає за тривалого її вимкнення у зимовий період. Крім того, завдяки високій швидкості циркуляції гарячого повітря, інерційність повітряної системи значно нижча порівняно із водяною. У водяній системі спочатку котел нагріває теплоносії, потім металеві труби і радіатори, і тільки після цього – повітря у приміщенні. Завдяки цьому повітряне опалення швидше реагує на зміни температури та може ефективно працювати у режимі вентиляції. Також система має простішу конструкцію порівняно із традиційною водяною, оскільки не потребує спеціальної котельні, трубопроводів, радіаторів, насосів і складної автоматизації управління.

Однак є й деякі недоліки. Одним з основних є переміщення великих об'ємів повітря у приміщенні, що погіршує комфортність. Це може призводити до підняття пилу і сприяти поширенню бактерій по всьому приміщенню, що може бути проблемою для здоров'я. Крім того, повітряні канали мають більшу

площу поперечного перерізу порівняно із трубопроводами у водяних системах, що вимагає встановлення великих технологічних отворів у стінах для їх монтажу, що може ускладнити процес встановлення.

Незважаючи на ці недоліки, системи повітряного опалення на основі теплових насосів (ТН) мають суттєві переваги. Вони дозволяють значно скоротити енергетичні витрати, оскільки використовують відновлювані джерела енергії (наприклад, повітря, воду або землю) без спалювання палива. Це не тільки зменшує витрати на опалення, але й робить систему більш екологічною, оскільки вона не виробляє шкідливих викидів в атмосферу, що є важливою перевагою в умовах сучасних екологічних вимог.

14.3 Системи водяного опалення, гарячого водопостачання та кондиціювання приміщень

Теплонасосні системи водяного опалення та гарячого водопостачання можуть використовувати різні низькотемпературні джерела енергії, що забезпечує високу ефективність і економічність таких систем. Одним із прикладів є теплонасосна система, яка використовує природну теплоту ґрунту для опалення приміщень. Це рішення було застосовано для теплопостачання приміщень залізничного вокзалу.

Система містить водяне опалення залу очікування для пасажирів і службових приміщень у зимовий період, кондиціювання повітря в літній період і забезпечення гарячого водопостачання протягом усього року. Для забезпечення ефективної роботи такої системи, необхідно зменшувати теплові втрати через будівельні конструкції, що досягається шляхом ремонту огорожувальних конструкцій і усунення надмірних інфільтрацій у приміщеннях.

Теплонасосна система була реалізована за бівалентною схемою, що передбачає використання двох джерел енергії: теплового насоса з номінальною потужністю 38,6 кВт і електричного котла-доводчика потужністю 12 кВт. Ця схема дозволяє забезпечити оптимальну енергію для системи опалення і гарячого водопостачання, а гаряча вода з температурою 45°C готується і зберігається в баці-акумуляторі для подальшого використання.

Завдяки використанню таких низькотемпературних джерел енергії, як ґрунт, теплонасосні системи здатні значно знизити витрати енергії, водночас забезпечуючи комфортну температуру в приміщеннях і стабільне гаряче водопостачання.

Завдяки використанню таких низькотемпературних джерел енергії, як ґрунт, теплонасосні системи здатні значно скоротити витрати енергії, водночас

забезпечуючи комфортну температуру в приміщеннях і стабільне гаряче водопостачання.

У випадках використання теплонасосних систем для опалення та кондиціювання будівель, таких як залізничні вокзали, потужність теплового насоса зазвичай становить 70–85 % від максимально необхідної потужності у зимовий період. Це дозволяє покрити більшу частину теплових потреб об'єкта (90–95 %) протягом опалювального сезону, з додатковим покриттям (5–10 %) за рахунок електричного котла-доводника у найхолодніші дні.

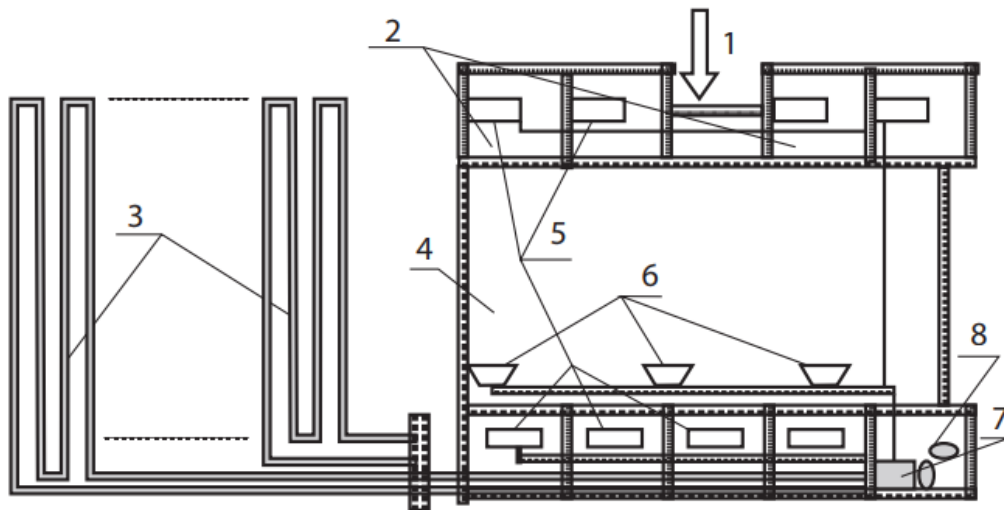


Рисунок 14.2 – Принципова схема елементів системи тепlopостачання приміського вокзалу: 1 – вхід у приміщення; 2 – службове приміщення; 3 – ґрунтовий теплообмінник; 4 – пасажирська зала; 5 – фанкойл фірми Daikin; 6 – повітря-підігрівачі типу Leo Plastic 30S; 7 – тепловий насос Fighter 1320-40 із баком гарячої води; 8 – бак-накопичувач

Система кондиціювання приміщень може працювати в активному або пасивному режимі, причому перехід між ними здійснюється автоматично за допомогою сенсорів температури у приміщенні. У пасивному режимі використовується природне охолодження через ґрунтовий теплообмінник, в той час як в активному режимі вмикається компресор теплового насоса для активного охолодження.

Для використання теплоти ґрунту була встановлена горизонтальна система ґрунтового теплообміну. Теплообмінник, розташований на території вокзалу в траншеї глибиною 1,5–1,8 м, має загальну довжину 1 200 м. Пластикові труби діаметром 42 мм розташовані у п'яти петлях, що забезпечує ефективне використання ґрунтової теплоти для опалення та кондиціювання.

Низькотемпературна система водяного опалення вокзалу, оснащена фанкойлами, підтримує задану температуру в приміщеннях: 18 ± 2 °C у

службових приміщеннях і 16 ± 2 °C у залі очікування пасажирів. Влітку система підтримує температуру 23–25 °C у службових приміщеннях за зовнішньої температури до 33 °C.

Однією з основних переваг цієї системи є можливість пасивного кондиціювання в літній період, коли компресор не вмикається, і електроенергія витрачається лише на перекачування води через теплообмінник. Це дозволяє отримувати до 30 кВт·год холоду на кожен витрачений кВт·год електроенергії, що значно ефективніше за звичайні кондиціонери. Якщо пасивного охолодження недостатньо, вмикається активний режим із компресором теплового насоса.

Загалом експлуатація таких систем значно скорочує енергетичні витрати. За опалювальний період загальні витрати на енергію були зменшені у 5 разів порівняно із традиційними котельнями. Це робить теплонасосні системи ефективним і економічним рішенням для опалення та кондиціювання великих об'єктів.

Питання для самоконтролю

1. Які переваги використання теплових насосів для теплопостачання об'єктів громадського призначення?
2. Як вибір типу теплового насоса (повітряного, водяного, геотермального) впливає на ефективність системи теплопостачання для таких об'єктів?
3. Які специфічні вимоги висувають до теплових насосів для об'єктів громадського призначення?
4. Як здійснюється інтеграція теплових насосів у існуючі системи опалення в громадських будівлях?
5. Які технічні рішення використовуються для забезпечення надійної роботи теплових насосів в умовах великих навантажень на об'єкти громадського призначення?
6. Яким чином можна оптимізувати витрати енергії на опалення і кондиціювання в будівлях за допомогою теплових насосів?
7. Які екологічні та економічні переваги дає застосування теплових насосів в об'єктах громадського призначення?
8. Як теплоносії у системах теплопостачання з тепловими насосами можуть впливати на експлуатаційні витрати і технічне обслуговування?
9. Які проблеми можуть виникати під час впровадження теплових насосів в старі або історичні будівлі?
10. Які перспективи розвитку технологій теплових насосів для великих об'єктів громадського призначення у контексті енергоефективності та сталого розвитку?

15 ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ У ПРОМИСЛОВОСТІ

15.1 Використання теплових насосів у процесах сушіння

Сушіння є одним із найбільш енергетично інтенсивних процесів у промисловості, зокрема в галузі харчової та хімічної індустрії, де значна частина енергоспоживання витрачається саме на цей процес. У розвинених країнах близько 10 % споживання палива йде на сушіння різних продуктів. Одним з найбільш поширених методів сушіння є конвективне сушіння, за якого гаряче повітря проходить через матеріал, забираючи з нього вологу. Це повітря потім вивільняється в атмосферу разом з теплотами, що були витрачені на випаровування вологи. Температура повітря, що викидається, може змінюватися в межах 30–70 °C залежно від процесу.

Сушарки можуть працювати як за принципом безперервного циклу, так і періодичного, де продукт завантажується для сушіння, після чого цикл повторюється. Хоча теоретично збільшення рециркуляції повітря може зменшити енергоспоживання, цей процес може призвести до подовження часу сушіння і перевитрат енергії, тому ефективність рециркуляції повинна бути обґрунтована економічними розрахунками.

Енергія, що підводиться до сушарки, витрачається не лише на нагрівання повітря, але й на компенсацію втрат тепла через стіни, нещільності та вентиляційні системи. За даними досліджень, ефективність таких сушарок може бути досить низькою, а витрати енергії можуть досягати 23 МДж/кг вологи, що майже у 10 разів більше, ніж обсяг теплоти, необхідний для випаровування вологи.

Для підвищення ефективності сушильних установок можуть використовуватися утилізаційні установки, такі як рекуператори та обертові регенеративні теплообмінники. Ці системи дозволяють використовувати тепло, яке міститься у відпрацьованому сушильному повітрі, для нагрівання вхідного повітря, що значно зменшує потребу у первинній енергії. Використання рекуперативних і регенеративних теплообмінників дозволяє досягти економії енергії на рівні 15–20 %, що сприяє значному зменшенню витрат на сушіння та покращенню економічної ефективності виробництва.

Сушарки із теплонасосним осушувачем є одними з найефективніших рішень для зменшення енергоспоживання в процесі сушіння. Вони дозволяють створити замкнений повітряний контур, що значно підвищує ефективність роботи системи. У таких сушарках вологе повітря проходить через випарник, де воно

охолоджується до температури нижче ніж точка роси, тобто осушується, що дозволяє видалити з нього вологу.

Після осушення повітря, воно надходить у конденсатор теплового насоса, де за допомогою тепла, отриманого від теплового насоса, повітря знову нагрівається до необхідної температури для подальшого використання у процесі сушіння. Це забезпечує ефективну циркуляцію повітря у замкненому контурі без потреби у значних витратах на нове теплопостачання.

Для зменшення кількості тепла, необхідного для нагрівання повітря, застосовується байпасування частини повітря повз випарник теплового насоса. Цей метод дозволяє збільшити температуру повітря перед конденсатором, що допомагає скоротити енергоспоживання та підвищити ефективність системи.

Таким чином, такі системи мають значну перевагу порівняно із традиційними сушарками, оскільки вони зменшують споживання енергії та скорочують витрати на енергетичні ресурси, одночасно забезпечуючи стабільний процес сушіння.

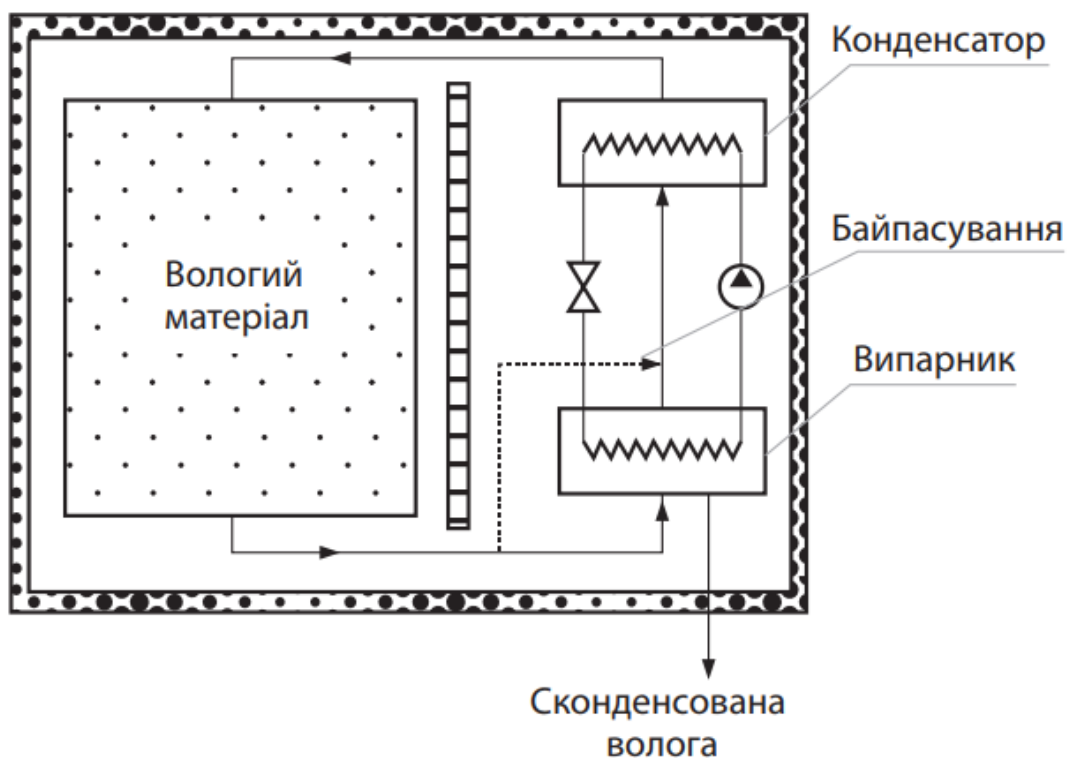


Рисунок 15.1 – Принципова схема сушильної установки з теплонасосним осушувачем

На рисунку 15.2 подана загальна класифікація теплонасосних сушарок за такими параметрами, як режим роботи, кількість етапів сушіння, кількість ступенів теплового насоса та типи додаткових джерел теплоти. Багато з цих установок були розроблені та запропоновані протягом останніх двадцяти років.

Сучасні теплонасосні сушарки стали важливим елементом в енергозбереженні у різних галузях, таких як харчова, хімічна, фармацевтична промисловість та сільське господарство. Розвиток цих технологій дозволяє досягати високої енергоефективності за рахунок використання тепла, що вивільняється в процесі сушіння, а також за рахунок інтеграції додаткових джерел тепла, таких як сонячні колектори або відновлені теплові потоки. Багатоступеневі та багатоетапні системи дозволяють значно зменшити енергоспоживання, забезпечуючи високий рівень якості сушених продуктів.

Завдяки впровадженню нових технологій та вдосконаленим теплообмінникам теплові насоси для сушарок стали ще більш ефективними. Вони здатні забезпечити стабільну та рівномірну температуру, що важливо для делікатних матеріалів, які потребують точного контролю вологості.

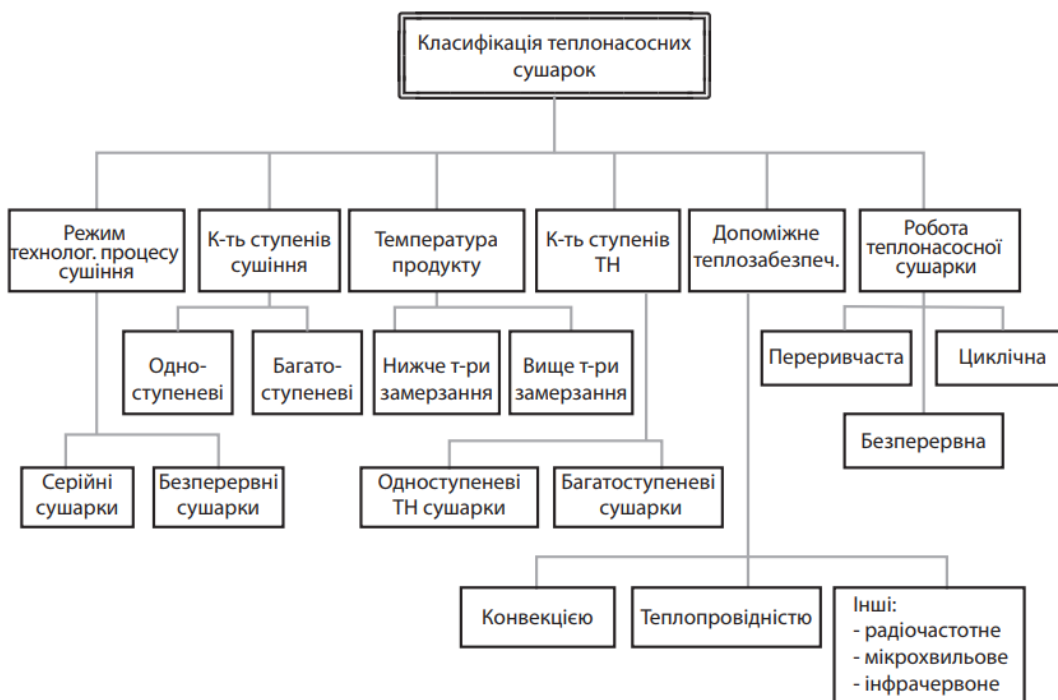


Рисунок 15.2 – Класифікація теплонасосних сушарок

15.2 Використання теплових насосів для охолодження трансформаторів та опалення приміщень електромереж

В Україні для обігріву приміщень трансформаторних підстанцій та суміжних споруд застосовуються теплові насоси. Це сприяє зниженню температури трансформаторного масла та обмоток трансформаторів, що, зі свого боку, призводить до зменшення їхнього електричного опору та енергетичних втрат.

Під'єднання первинного контура теплового насоса до маслоохолоджувача трансформатора або автотрансформатора передбачає послідовне під'єднання теплообмінника типу «масло-рідина» до маслоохолоджувача трансформатора або автотрансформатора шляхом врізання у трубопровід охолоджувальної системи. Теплообмін відбувається між маслом і теплоносієм у теплообміннику. Масляний насос з існуючої охолоджувальної системи забезпечує циркуляцію масла у разі примусової циркуляції, але в разі природної циркуляції масла на трансформаторі потрібно встановити додатковий маслonaсос. Цей метод має перевагу через високу ефективність відбирання теплоти і поліпшення охолодження трансформатора завдяки додатковому контуру охолодження. Однак цей метод ускладнює систему охолодження і вимагає коригування її режимів. Також існує ризик потрапляння рідини у масло в разі пошкодження теплообмінника. Установка системи теплового насоса вимагає тимчасового виведення трансформатора з експлуатації та узгодження з виробником.

Розміщення контура хладагента теплового насоса безпосередньо у баку автотрансформатора або трансформатора передбачає встановлення трубопроводів хладагента безпосередньо у бак трансформатора, де бак виконує функцію теплообмінника «масло-рідина». Цей метод вимагає детального аналізу можливості реалізації в рамках існуючих конструкцій обладнання підстанцій, оскільки додавання трубопроводів може порушити розрахункові параметри обладнання. Переваги цього методу – висока ефективність відбирання теплоти, незалежність від роботи маслоохолоджувачів і покращення охолодження трансформатора. Недоліки містять технічні ускладнення конструкції трансформатора, ризик електричного пробоя між обмотками та трубопроводами, а також можливість пошкодження трубопроводів і витік рідини у масло. Цей метод також вимагає тимчасового виведення трансформатора з експлуатації і узгодження з виробником.

Відбирання теплоти від нагрітого масла за допомогою системи масляно-випарного охолодження передбачає додавання рідкого хладагенту в бак трансформатора, де він випаровується у разі контакту із гарячим маслом, відбираючи теплоту. Переваги цього способу: висока ефективність охолодження, незалежність від роботи маслоохолоджувачів і покращене охолодження трансформатора. Недоліки: брак інформації про хімічний вплив хладагенту на масло та інші частини трансформатора, а також необхідність узгодження цього методу з виробником.

Відбирання теплоти від нагрітого повітря містить використання потоку нагрітого повітря з маслоохолоджувачів трансформатора для нагріву теплоносія у теплообміннику «рідина – повітря». Цей метод не вимагає змін конструкції трансформатора і має коротший час монтажу. Недоліки містять залежність від

роботи маслоохолоджувачів і можливі труднощі під час ремонту через близькість теплообмінника та повітропроводу.

Відбирання теплоти за допомогою контактних теплообмінників типу «лист – труба», розташованих на корпусі бака автотрансформатора, передбачає встановлення алюмінієвих пластин із вбудованими каналами для циркуляції теплоносія. Така конструкція забезпечує збільшену площу теплообміну та покращену ефективність відведення теплоти від масляного бака трансформатора до охолоджувального середовища. До основних переваг цього рішення належать висока ефективність тепловідведення завдяки безпосередньому контакту пластин з поверхнею бака, зниження температури робочих елементів трансформатора, що подовжує термін його експлуатації, а також компактність і можливість інтеграції в існуючі конструкції без суттєвого збільшення габаритів. Водночас система має й певні недоліки: складність монтажу та необхідність забезпечення герметичності з'єднань каналів для теплоносія, високі вимоги до точності виготовлення й встановлення теплообмінних елементів, а також потенційні тепловтрати у навколишнє середовище за недостатньої теплоізоляції.

15.3 Теплові насоси в системах випаровування та дистиляції рідини

Випаровування є важливим процесом у виробництві цукру, концентрації молока, виробництві спирту, опрісненні води та інших галузях. Цей процес вимагає значних витрат енергії для перетворення рідини на пару, оскільки теплота пароутворення води за атмосферного тиску становить близько 2 250 кДж/кг. Для підвищення енергоефективності застосовуються термокомпресори (механічні чи пароежекторні), які дозволяють повернути теплоту, підвищуючи тиск пари та її температуру, що дає можливість використати отриману пару для подальшого випаровування. Цей процес називається рекомпресією.

Іншим варіантом є багатоступеневі випарні апарати, в яких пара з одного ступеня передається до іншого, де тиск є нижчим. Застосування термокомпресора у п'ятиступневих установках для випаровування молока дозволяє досягти економії до 40 % первинного палива, враховуючи втрати під час виробництва електроенергії.

Механічна рекомпресія зазвичай використовується для рідин із низькою в'язкістю, які мають невелику концентрацію сухих речовин. Однак висока концентрація може зменшувати інтенсивність теплообміну та створювати труднощі під час використання компресора (стиснення в одному ступені компресора не перевищує 1,8). У США механічні компресори використовуються для опріснення води в апаратах із обертовою теплообмінною поверхнею, де

спостерігається дуже інтенсивний теплообмін (коефіцієнти тепловіддачі досягають 20–30 кВт/(м²·К)).

У дистиляційних колонах, де переважно обробляються неводняні розчини, теплові насоси можуть скоротити енергетичні витрати на підігрів продукту. У деяких випадках продукти, отримані в дистиляційній колоні, можуть бути використані як робоче тіло для теплового насоса.

Питання для самоконтролю

1. Які основні галузі промисловості можуть виграти від використання теплових насосів?
2. Як теплові насоси допомагають зменшувати енергетичні витрати на виробництві?
3. Які типи теплових насосів найбільш підходять для промислових застосувань?
4. Як теплові насоси можуть бути інтегровані у вже існуючі системи опалення та охолодження промислових об'єктів?
5. Які технічні та економічні переваги дає використання теплових насосів у процесах переробки відходів тепла на промислових підприємствах?
6. Як теплові насоси можуть сприяти підвищенню енергоефективності на підприємствах з високими тепловими навантаженнями?
7. Яким чином вибір робочих речовин у теплових насосах впливає на їхню ефективність у промислових умовах?
8. Які можливості надає застосування теплових насосів для охолодження та кондиціювання повітря на промислових підприємствах?
9. Як теплові насоси допомагають зменшити вплив промислових об'єктів на навколишнє середовище?
10. Які перспективи розвитку технологій теплових насосів для промислових застосувань у контексті енергоефективності та сталого розвитку?

16 ТЕПЛОВІ СХЕМИ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

16.1 Схема системи змішувального контура із буферним накопичувачем

Джерелом теплової енергії у системі є **тепловий насос (3)**, який відбирає тепло з ґрунту через **первинний контур із розсолем**. Циркуляцію розсолу забезпечує **насос КР**, а стабільність роботи первинного контуру підтримується завдяки **станції заповнення розсолем (56)**, **вбиральному резервуару (65)** та

мембранному розширювальному баку розсолу (71), що компенсує коливання об'єму теплоносія. Для обслуговування передбачено кран наповнення та зливний кран (58).

Теплова енергія, відібрана тепловим насосом, передається у **буферний накопичувач (4)**. Цей елемент виконує функцію гідравлічного роздільника та акумулятора тепла: він згладжує пікові навантаження, зменшує кількість пусків компресора теплового насоса та забезпечує стабільність параметрів теплоносія у розподільчих контурах.

Від буферного накопичувача теплоносії подається до кількох незалежних **опалювальних контурів**, кожен з яких має власний **змішувальний вузол (НКа, НКб, НК2)** та **циркуляційний насос (НКа-Р, НКб-Р, НК2-Р)**. Це дозволяє формувати різні температурні режими для окремих зон споживання тепла (наприклад, система радіаторного опалення, тепла підлога, фанкойли). Загальну циркуляцію по системі підтримує **опалювальний насос НКР**.

Температура подачі теплоносія в кожному контурі регулюється **змішувачами опалювальних контурів**, які, залежно від сигналів автоматики, змішують гарячий теплоносії із подачі та охолоджений зі зворотної лінії.

Керування роботою всієї системи здійснюється **погодозалежним регулятором енергетичного балансу (13)**, який визначає необхідну температуру подачі залежно від зовнішньої температури. Для цього використовується **приймач VRC DCF (16)** із сенсором зовнішньої температури. Додатково до регулятора може підмикатися **пристрій дистанційного керування (13, а)** та **змішувальний модуль (13, б)** для тоншого налаштування контурів.

Контроль температурних параметрів у системі здійснюється за допомогою **сенсорів подачі (VFa, VFb, VF1, VF2)** та **сенсора температури зворотної лінії (RF1)**. Для захисту системи від перегріву встановлено **термостат максимальної температури (19)**.

Безпеку експлуатації системи забезпечують елементи гідравлічного захисту: **запобіжний клапан (42, а)**, який скидає надлишковий тиск у разі аварійної ситуації, та **мембранний розширювальний бак контуру опалення (42, б)**, що компенсує змінювання об'єму теплоносія при нагріванні. Для обслуговування передбачено **кран із ковпачком (32)**.

У підсумку тепла енергія від теплового насоса через буферний накопичувач рівномірно розподіляється до декількох опалювальних контурів. Кожен контур отримує саме ту температуру теплоносія, яка відповідає його потребам і погодним умовам, що забезпечує енергоефективну та стабільну роботу всієї системи.

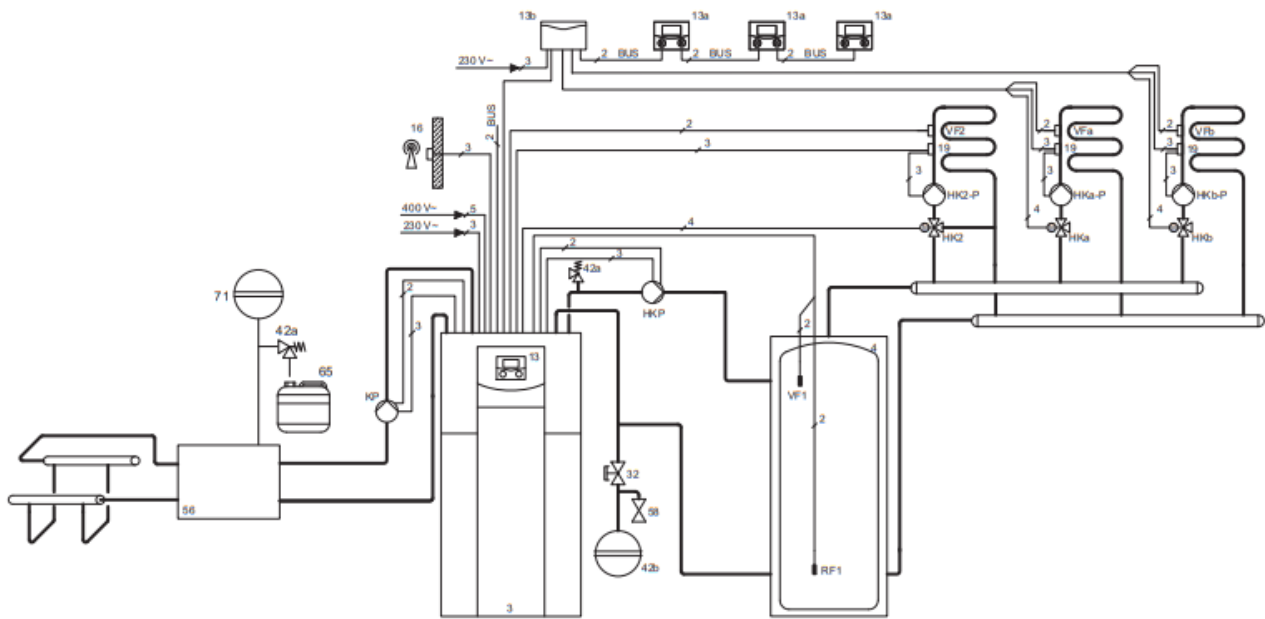


Рисунок 16. 1 – Схема системи змішувального контура із буферним накопичувачем: 3 – тепловий насос; 4 – буферний накопичувач; 13 – залежний від погодних умов регулятор енергетичного балансу; 13а – пристрій дистанційного керування; 13b – змішувальний модуль; 16 – приймач VRC DCF із сенсором зовнішньої температури; 19 – термостат максимальної температури; 32 – кран із ковпачком; 42а – запобіжний клапан; 42b – мембранний розширювальний бак контура опалення; 56 – станція заповнення розсолу теплового насоса; 58 – кран наповнення та зливний кран; 65 – вбиральний резервуар розсолу; 71 – мембранний розширювальний бак розсолу; НКa – змішувач опалювального контура; НКb – змішувач опалювального контура; НК2 – змішувач опалювального контура; НКa-Р – опалювальний насос; НКb-Р – опалювальний насос; НК2-Р – опалювальний насос; НКР – опалювальний насос; КР – насос контура розсолу; RF1 – сенсор температури зворотної лінії; VFa – сенсор температури лінії подачі; VFb – сенсор температури лінії подачі; VF1 – сенсор температури лінії подачі; VF2 – сенсор температури лінії подачі

16.2 Схема системи змішувального контура із буферним накопичувачем, накопичувачем гарячої води та зовнішнім пасивним охолодженням

У цій системі джерелом теплової енергії є **тепловий насос (3)**, який передає тепло до **буферного накопичувача (4)** та **накопичувача гарячої води (5)**. Буферний бак забезпечує стабільну роботу теплового насоса, знижує частоту його вмикань та дозволяє підмикати декілька незалежних контурів опалення. Накопичувач гарячої води використовується для підготовки побутової гарячої

води (ГВП) та може додатково догріватися за допомогою **додаткового електричного нагрівача (ZH)**.

Перемикання роботи теплового насоса між режимом опалення та завантаженням накопичувача гарячої води виконує **перемикальний клапан LP/UV1**. Стан температури бака ГВП контролюється за допомогою **сенсора SP**, а безпечну роботу забезпечує **група безпеки підігрівання гарячої води (43)** та **мембранний розширювальний бак ГВП (42, с)**.

Опалювальні контури підігріті до буферного накопичувача через **змішувальні вузли НКa, НКb та НК2**, кожен із яких має власний циркуляційний насос (НКa-Р, НКb-Р, НК2-Р). Загальну циркуляцію в системі забезпечує **опалювальний насос НКР**. Робота контурів регулюється залежно від зовнішньої температури за допомогою **погодозалежного регулятора енергетичного балансу (13)**, який отримує інформацію від **приймача VRC DCF із сенсором зовнішньої температури (16)**. Для зручності передбачено **пристрій дистанційного керування (13, a)** та **змішувальний модуль (13, b)**.

Контроль і захист системи здійснюється комплексом датчиків та запобіжних пристроїв. Температуру подачі вимірюють сенсори (VFa, VFb, VF1, VF2), а температуру зворотної лінії – сенсор RF1. За обмеження максимальної температури відповідає **термостат (19)**. Безпеку експлуатації системи гарантують **запобіжний клапан (42, a)**, **мембранний розширювальний бак контуру опалення (42, b)**, а також обслуговувальні елементи – **кран із ковпачком (32)** та **кран наповнення і зливний кран (58)**.

Первинний контур теплового насоса працює на розсолі. Циркуляцію у ньому забезпечує **насос КР**, а стабільність – **станція заповнення розсолом (56)**, **вбиральний резервуар (65)** та **мембранний розширювальний бак розсолу (71)**.

Особливістю цієї системи є наявність функції **пасивного охолодження**, яка використовує низьку температуру ґрунту влітку для охолодження приміщень без залучення компресора теплового насоса. Для цього застосовується **циркуляційний насос ZP**, який забезпечує рух теплоносія у контурі охолодження.

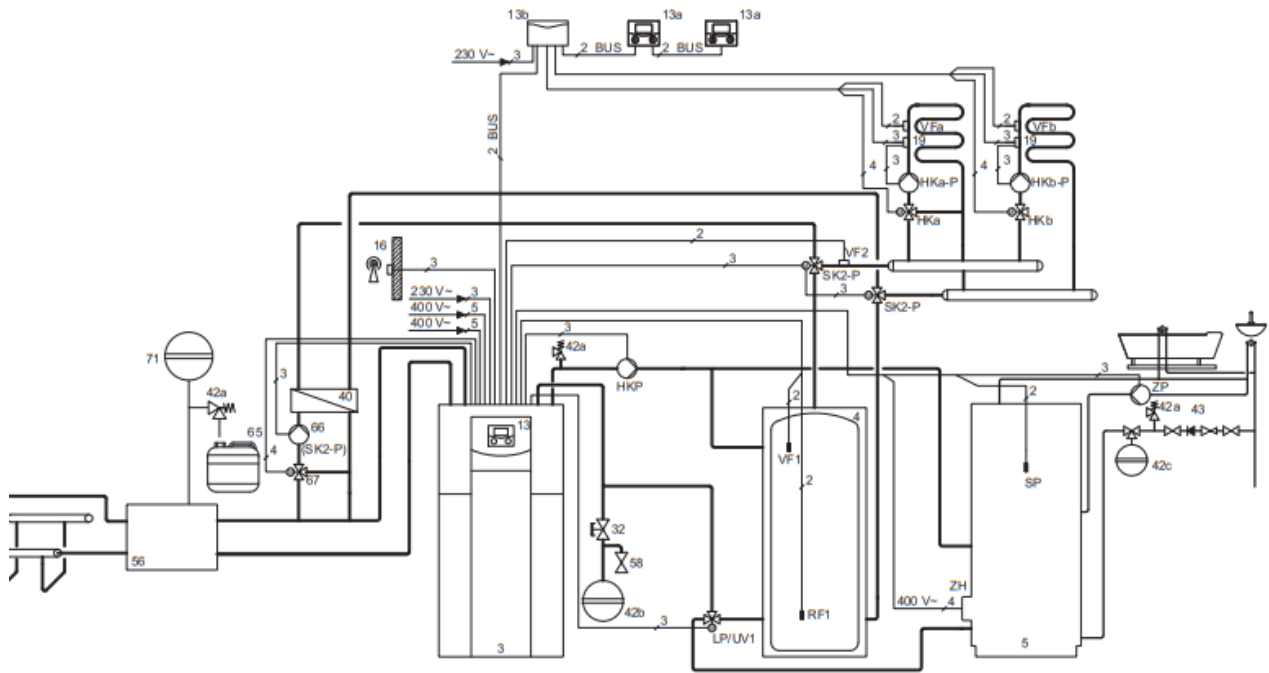


Рисунок 16.2 – Схема системи змішувального контура з буферним накопичувачем, накопичувачем гарячої води та зовнішнім пасивним охолодженням: 3 – тепловий насос; 4 – буферний накопичувач; 5 – накопичувач гарячої води; 13 – залежний від погодних умов регулятор енергетичного балансу; 13a – пристрій дистанційного керування; 13b – змішувальний модуль; 16 – приймач VRC DCF із сенсором зовнішньої температури; 19 – термостат максимальної температури; 32 – кран із ковпачком; 42a – запобіжний клапан; 42b – мембранний розширювальний бак контура опалення; 42c – мембранний розширювальний бак ГВП; 43 – група безпеки підключення гарячої води; 56 – станція заповнення розсолом теплового насоса; 58 – кран наповнення та зливний кран; 65 – вбиральний резервуар розсолу; 71 – мембранний розширювальний бак розсолу; НКa – змішувач опалювального контура; НКb – змішувач опалювального контура; НК2 – змішувач опалювального контура; НКa-P – опалювальний насос; НКb-P – опалювальний насос; НК2-P – опалювальний насос; КР – насос контура розсолу; LP/UV1 – перемикальний клапан опалення/завантаження накопичувача; RF1 – сенсор температури зворотної лінії; SP – сенсор температури накопичувача; VFa – сенсор температури лінії подачі; VFb – сенсор температури лінії подачі; VF1 – сенсор температури лінії подачі; VF2 – сенсор температури лінії подачі; ЗН – додатковий електричний нагрів; ЗР – циркуляційний насос

Питання для самоконтролю

1. Які основні типи теплових схем використовуються у теплонасосних установках?
2. Як правильно вибрати тип теплової схеми для конкретної теплонасосної установки?
3. Як працюють теплові схеми із двоступінчатими тепловими насосами?
4. Які переваги мають теплові схеми з використанням геотермальних теплообмінників?
5. Як впливає температура джерела тепла на ефективність роботи теплової схеми?
6. Як розраховується енергетичне навантаження у теплових схемах теплонасосних установок?
7. Які функції виконують насосні і розподільчі системи у теплових схемах теплонасосів?
8. Як можна оптимізувати теплові схеми для досягнення максимальної енергоефективності?
9. Як інтегруються системи резервного обігріву у теплові схеми теплонасосних установок?
10. Які особливості теплових схем для промислових теплонасосних установок порівняно із житловими?

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Арсен'єв В. М. Теплонасосна технологія енегрозбереження : навч. посіб. / В. М. Арсен'єв. – Суми : СумДУ, 2011. – 283 с.
2. Низькопотенційна енергетика: навч. посіб. / А. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко [та ін.] ; Нац. техн. ун-т України «Київський політехнічний університет», Одес. нац. акад. харч. Технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. – Харків : Друк. Мадрид, 2016. – 412 с.
3. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навч. посіб. / В. М. Арсен'єв, С. С. Мелейчук. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
4. Методичні вказівки з дисципліни «Теплонасосні системи теплопостачання» до розробки курсового проекту «Теплонасосні системи опалення та гарячого водопостачання» : для студентів другого (магістерського) рівня спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» за освітньою програмою «Теплогазопостачання і вентиляція» / Одеська державна академія будівництва та архітектури ; [уклад. В. Д. Петраш]. – Одеса : 2020. – 87 с.
5. Морозюк Л. І. Аналіз характеристик прямого циклу тепловикористальної компресорної машини з R744 / Л. І. Морозюк, С. В. Гайдук, Б. Г. Грудка // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Т. 52. – Вип. 2. – С. 12–21.
6. Вдосконалення конструкції газової холодильної машини Стірлінга / В. В. Трандафілов, М. Г. Хмельнюк, О. Ю. Яковлева, О. В. Остапенко // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Т. 52. – Вип. 1. – С. 18–22.
7. Lear W. E. Design Considerations of Jet Pumps with Supersonic Two – Phase Flow and Shocks for Refrigeration and Thermal Management Application / W. E. Lear, S. A. Sherf, J. M. Steadham // International Journal of Energy Research. – 2000. – Vol. 24. – P. 1373–1389.
8. Kandil S. M. Analysis of two-phase supersonic flow in jet pumps. Proceedings of FEDSM 2005 (2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition June 1932) / S. M. Kandil, W. E. Lear, S. A. Sherif. – Houston, TX, USA, 2005.
9. Groll E. A. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector – expansion device / E. A. Groll // International Journal, of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28. – P. 766–773.

10. Bulinski Z. Comparison of heterogenous and homogenous models of two-phase transonic compressible CO₂ flow through a heat pump ejector / Z. Bulinski, J. Smolka, A. Fic, K. Banasiak and A. A. Nowak // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering. – 2010. – Vol. 10. – P. 1–9. – DOI:10.1088/1757-899X(10) 1/012019.
11. Zhang Z. Effect of Suction Nozzle Pressure Drop on the Performance of an Ejector-Expansion Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle / Z. Zhang, L. Titan // Entropy. – 2014. – № 16. – P. 4309–4321.
12. Холодильна техніка та холодильна технологія. Теплові насоси : конспект лекцій / О. П. Остапенко. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 62 с.
13. Ткаченко С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання : монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2009. – 176 с.
14. Безродний М. К. Ефективність теплонасосних систем опалення з використанням теплоти попередньо підігрітого атмосферного повітря / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2013. – № 5(8). – С. 24–28.
15. Бугай В. С. Техніко-економічний аналіз режимів відпуску теплової енергії для опалення від гібридного джерела теплоти «котел-тепловий насос» / В. С. Бугай, С. Л. Ліberman // Науковий вісник будівництва. – 2017. – Т. 88. – № 2. – С. 207–212.
16. Калініченко А. В. Ефективність використання теплового наносу типу «повітря-вода» у системах теплопостачання / А. В. Калініченко, В. М. Калініченко // Технічні науки, Вісник Полтавської державної аграрної академії. – 2011. – № 1. – С. 158–162.
17. Zlateva P. Experimental study of heat pump type air-water for heating system performance / P. Zlateva, K. Yordanov // E3S Web Conf. TE-RE-RD. – 2019. – Vol. 112. – P. 10–18.
18. Xinhui Zhao. Experimental Study on Heating Performance of Air – source Heat Pump with Water Tank for Thermal Energy Storage / Xinhui Zhao, Enshen Long, Yin Zhang, Qinjian Liu, Zhenghao Jin, Fei Liang // Procedia Engineering 10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, ISHVAC 2017, 19–22 October 2017, Jinan, China. – 2017. – Vol. 205. – P. 3027–3034.
19. Босий М. В. Тепловий насос з використанням низькопотенційного джерела теплоти повітря / М. В. Босий // Наукові записи : зб. наук. пр. – Кіровоград : КНТУ, 2014. – Вип. 16. – С. 3–7.

20. Кулінко Є. О. Теплові насоси як джерела низькотемпературного теплопостачання / Є. О. Кулінко, І. Т. Кузицький, О. Г. Погосов // Energy-efficiency in civil engineering and architecture. – 2017. – № 9. – С. 132–136.

21. Калініченко А. В. Ефективність використання теплового насосу типу «повітря-вода» у системах теплопостачання. / А. В. Калініченко, В. М. Калініченко // Технічні науки, Вісник Полтавської державної аграрної академії. – 2011. – № 1. – С. 158–162.

22. Яковчук П. Є. Тепловий насос як елемент енергозбереження / П. Є. Яковчук, В. Б. Цяпа, В. І. Комаров, Б. І. Крохмальний // Вісн. Нац. ун-ту «Львів. політехніка». – 2008. – № 615. – С. 194–198.

Електронне навчальне видання

ПІВНЕНКО Юрій Олександрович,
БУРДА Юрій Олександрович

ТЕПЛОНАСОСНЕ ОБЛАДНАННЯ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

(для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм навчання галузі знань 19 – Архітектура та будівництво зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма «Цивільна інженерія»)

Відповідальний за випуск *Ю. О. Півненко*
Редактор *Б. О. Хільська*
Комп'ютерне верстання *Ю. О. Півненко*

План 2025, поз. 246Л

Підп. до друку 07.08.2025. Формат 60 × 84/16.
Ум. друк. арк. 6.1.

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Чорноглазівська (Маршала Бажанова), 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: office@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
№ ДК 5328 від 11.04.2017.